



UNIVERSIDADE FEDERAL DO OESTE DA BAHIA
CENTRO DAS CIÊNCIAS EXATAS E DAS TECNOLOGIAS
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA CIVIL

CLAUBERTO FELIPIAK JUNIOR

DESEMPENHO DE UMA BOMBA ESPIRAL DE BAIXO CUSTO
ACOPLADA A RODA D'ÁGUA FLUTUANTE

BARREIRAS-BA
DEZEMBRO-2022

CLAUBERTO FELIPIAK JUNIOR

**DESEMPENHO DE UMA BOMBA ESPIRAL DE BAIXO CUSTO
ACOPLADA A RODA D'ÁGUA FLUTUANTE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Civil da Universidade Federal do Oeste da Bahia, como requisito à obtenção do grau de Engenheiro Civil.

Orientador: D.Sc. Luís Gustavo Henriques do Amaral

**BARREIRAS-BA
DEZEMBRO-2022**

FICHA CATALOGRÁFICA

F313 Felipiak Junior, Clauberto.

Desempenho de uma bomba espiral de baixo custo acoplada a roda d'água flutuante. / Clauberto Felipiak Junior. – 2022.

58f.: il.

Orientador: Prof. D.Sc. Luís Gustavo Henriques do Amaral.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Civil) –
Universidade Federal do Oeste da Bahia. Centro das Ciências Exatas e das
Tecnologias. Barreiras, BA, 2022.

1. Bombas 2. Elevação de água. I. Amaral, Luís Gustavo Henriques do. II.
Universidade Federal do Oeste da Bahia - Centro das Ciências Exatas e das
Tecnologias. III. Título.

CDD 621.252

Biblioteca Universitária de Barreiras - UFOB

CLAUBERTO FELIPIAK JUNIOR

**DESEMPENHO DE UMA BOMBA ESPIRAL DE BAIXO CUSTO
ACOPLADA A RODA D'ÁGUA FLUTUANTE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
ao Curso de Engenharia Civil da Universidade
Federal do Oeste da Bahia, como requisito parcial à
obtenção do grau de Engenheiro Civil.

Aprovada em 16 de dezembro de 2022.

Banca Examinadora

Orientador(a): _____

D.Sc. Luís Gustavo Henriques do Amaral
Universidade Federal do Oeste da Bahia

M.Sc. Weriskiney Araújo Almeida

Universidade Federal do Oeste da Bahia

D.Sc. Wanderley de Jesus Souza

Universidade Federal do Sul da Bahia

A minha querida avó Evelina Maurer, dedico este trabalho.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais, Luciane Regina Maurer Felipiak e Clauberto Felipiak, por todo o apoio durante estes 23 anos de vida.

Agradeço ao professor Luís Gustavo Henriques do Amaral, pela oportunidade de realizar o presente trabalho e por todo suporte oferecido durante minha vida acadêmica.

Agradeço a Larissa Rodrigues, Marcos Antônio de Souza Nogueira, Dinarte Rodrigues, Dennis Coelho Cruz e Daniela Rossato Stefanelo pela disponibilidade e gentileza de auxiliar nos experimentos de campo.

Agradeço aos professores Weriskiney Araújo Almeida e Wanderley de Jesus Souza por aceitarem fazer parte da banca e contribuírem para a melhoria do trabalho.

Agradeço ao professor Juarez Hoppe Filho, por no momento mais difícil da minha formação universitária ter sido um divisor de águas e um exemplo de profissional capacitado e dedicado.

Agradeço aos demais professores e colegas que de alguma forma contribuíram para a minha formação e ao Centro das Ciências Exatas e das Tecnologias (CCET) da Universidade Federal do Oeste da Bahia (UFOB), por ter proporcionado condições de desenvolver este trabalho.

RESUMO

O elevado custo da energia elétrica e dos combustíveis fósseis vem trazendo dificuldades principalmente para os pequenos produtores rurais no que se diz respeito à elevação e bombeamento de água. A bomba de bobina espiral vem como uma alternativa viável para este procedimento, visto que o investimento para adquirir este equipamento é inferior às máquinas modernas, além de necessitar de pouca manutenção. O presente estudo teve como objetivo principal estudar o funcionamento e a eficiência de uma bomba de bobina espiral instalada na zona rural da cidade de Barreiras – BA. Para a melhor compreensão do equipamento, foram realizados experimentos utilizando diferentes alturas de elevação e velocidades de corrente, a fim de fazer recomendações sobre o seu uso. Ao final, pôde-se notar que a bomba está dentro das estipulações previstas por estudos realizados anteriormente por diversos autores, além da possibilidade de ser utilizada para velocidades de corrente inferiores a $0,6 \text{ m.s}^{-1}$.

Palavras-chave: bomba de bobina espiral, elevação de água.

Sumário

| | |
|--|----|
| 1. INTRODUÇÃO | 9 |
| 2. OBJETIVOS | 11 |
| 3. REVISÃO DE LITERATURA | 12 |
| 3.1. ELEVÇÃO DE ÁGUA | 12 |
| 3.2. MÁQUINAS DE FLUIDO | 14 |
| 3.2.1. Máquinas de fluxo | 14 |
| 3.2.1.1. Turbinas Hidráulicas | 14 |
| 3.2.1.1.1. roda d'água | 15 |
| 3.2.2. Máquinas de deslocamento positivo | 21 |
| 3.2.2.1. Parafuso de Arquimedes | 21 |
| 3.2.2.2. Bomba de Bobina | 22 |
| 3.3. ASPECTOS RELATIVOS AO DIMENSIONAMENTO DE BOMBAS DE BOBINA | 27 |
| 4. MATERIAL E MÉTODOS | 33 |
| 4.1. DETERMINAÇÃO DAS VARIÁVEIS ENVOLVIDAS NO FUNCIONAMENTO DA BOMBA DE BOBINA ESPIRAL | 33 |
| 4.1.1. Descrição da bomba de bobina espiral avaliada | 33 |
| 4.1.2. Montagem do experimento e determinação das variáveis | 34 |
| 4.2. ELABORAÇÃO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DA BOMBA DE BOBINA ESPIRAL | 39 |
| 5. RESULTADOS | 41 |
| 6. CONCLUSÃO | 55 |
| 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 56 |

1. INTRODUÇÃO

A manipulação de água em grande escala iniciou-se devido à necessidade de irrigação, sendo que o primeiro projeto conhecido foi realizado na Mesopotâmia há aproximadamente 5 mil anos atrás. Posteriormente outras construções foram feitas no Mediterrâneo, no Oriente Médio e na China e as obras realizadas, apesar de colossais, eram baseadas meramente em observações e regidas pelo empirismo. (Gribbin, 2015)

No decorrer da história, a evolução das bombas hidráulicas proporcionou a invenção de equipamentos acionados por fontes de energia externas, como a energia elétrica e aquela proveniente de combustíveis fósseis. Estes equipamentos, porém, tornaram-se de alto valor agregado, além de possuírem elevados custos de funcionamento e manutenção, dificultando a sua aplicação em pequenas propriedades rurais. (Quiroga, 2019)

Por este motivo, Quiroga (2019) explica que ainda são encontrados diversos equipamentos acionados manualmente ou com o aproveitamento da energia hidráulica de córregos e rios. Um exemplo desse tipo de equipamento é o carneiro hidráulico. De acordo com Abate (2000, p.1) seu funcionamento é decorrente do golpe de aríete causado pelo fechamento de uma válvula, que interrompe o movimento da água proveniente de uma fonte de alimentação localizada em nível superior.

A bomba acionada por roda d'água é outra solução costumeira. De acordo com Silva *et al.* (2018) a roda d'água é um equipamento circular com pás acopladas em suas bordas, que são movimentadas pela pressão cinética da água produzindo força motriz no eixo central e possibilitando que a roda d'água forneça energia mecânica para acionamento de uma bomba.

Quando a roda d'água é utilizada para bombeamento de água, geralmente a energia mecânica produzida no eixo da roda é aproveitada para acionar uma bomba de pistão. No entanto, existem outras opções, como a bomba de bobina, que apresenta uma ótima relação custo-benefício, já que sua produção é relativamente barata e simples, como informa Quiroga (2019). Tailer (1986) explica que a bomba de bobina consiste de uma espiral produzida com mangueira flexível. Conforme a espiral gira parcialmente submersa no líquido, capta certa quantidade de água e ar. A cada nova rotação, o líquido é levado para os trechos mais internos da mangueira espiral, carregando consigo uma carga acumulativa de pressão estática exercida pelos deslocamentos do fluido de maior

densidade (água) dentro do fluido de menor densidade (ar). Logo, quanto maior a quantidade de espirais da bomba, maior é a sua capacidade de elevação de água.

Este aparelho ainda é pouco difundido no Brasil, mas, apesar disso, recentemente foi relatada a construção de uma bomba de bobina em uma comunidade rural no município de São Desidério. A partir desta experiência foi desenvolvida por Guedes (2022) uma bomba de bobina de baixo custo para a elevação de água em rios com baixa velocidade de corrente. Testes preliminares foram realizados e demonstraram que este equipamento é capaz de elevar a água a alturas superiores a 9,6 m, com vazão de aproximadamente 3.600 L.dia^{-1} , operando em um trecho de rio com velocidade de corrente na faixa de 0,4 a $0,45 \text{ m.s}^{-1}$.

Com base nos resultados obtidos, acredita-se que a bomba de bobina desenvolvida por Guedes (2022) tenha condições de ser utilizada em uma ampla faixa de velocidades de corrente e alturas de elevação. No entanto, apesar dos resultados serem promissores, verifica-se a necessidade de analisar o desempenho da bomba em uma faixa de operação mais ampla, de modo a verificar seu rendimento para diversas condições de operação.

2. OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é analisar o desempenho de uma bomba de bobina espiral projetada para rios com baixa velocidade de corrente.

Os objetivos específicos são:

(i) medir a velocidade de rotação, a vazão fornecida e a carga de pressão na saída da bomba de bobina espiral para diferentes velocidades de corrente e alturas de elevação;

(ii) comparar os valores obtidos nos ensaios com os valores calculados no dimensionamento da bomba espiral;

(iii) elaborar as curvas características do funcionamento da bomba de bobina espiral para uma ampla faixa de alturas geométricas e velocidades de corrente;

(iv) criar recomendações de utilização e faixas de aplicação para orientar possíveis usuários.

3. REVISÃO DE LITERATURA

3.1. ELEVAÇÃO DE ÁGUA

De acordo com Stavros (2015), o *shadoof* é conhecido como o primeiro dispositivo usado para elevar água, tendo sido inventado na Mesopotâmia há cerca de 5.000 anos e difundido para todo o mundo. O funcionamento deste dispositivo é demasiadamente simples, consistindo em um poste de madeira longo, afilado, quase horizontal, montado como uma gangorra. Aliado a isto, um recipiente e uma corda são presos em uma das extremidades do poste, sendo necessário um contrapeso na outra extremidade. O seu funcionamento é manual, e consiste no rebaixamento da corda, de forma que o recipiente chegue ao reservatório de água e, assim que cheio, seja içado com auxílio do contrapeso (Figura 1).

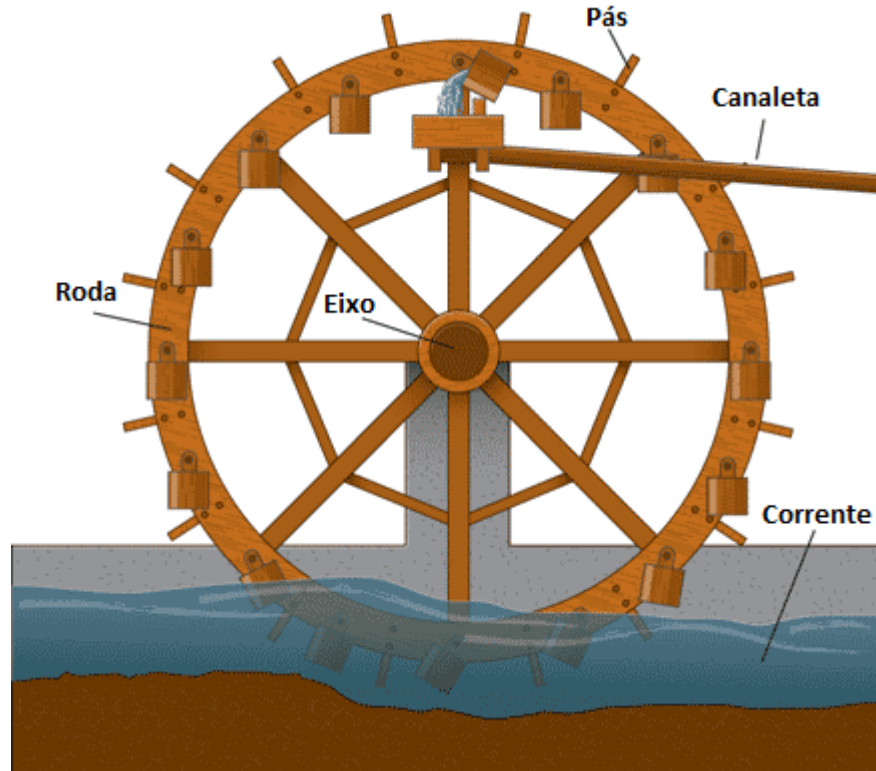
Figura 1: *Shadoof* – primeiro dispositivo utilizado para elevação de água.



Fonte: Bazza e Mohamed (2007).

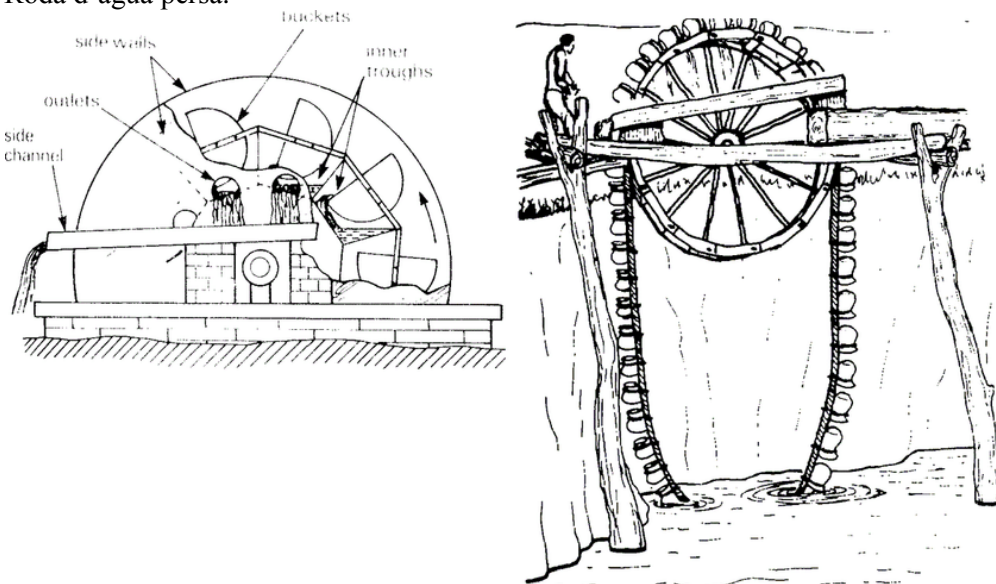
Outro marco na elevação de água foi a construção da roda d'água egípcia por volta de 600 a.C. pelos romanos. Yannopoulos (2015) define este equipamento como uma roda de madeira, alimentada por um fluxo de água e equipada com baldes que elevam o líquido até que este seja despejado em outro recipiente por meio de um bloqueio físico (Figura 2). Variações deste foram desenvolvidas posteriormente, como, por exemplo, a roda persa. Essa consiste em uma série de potes de massas variadas girados sobre duas polias, sendo assim, é caracterizada como uma bomba, devido ao fato de não possuir definitivamente uma roda estática (Figura 3).

Figura 2: Roda d'água egípcia.



Fonte: Adaptado de Noria Corporation (2008)

Figura 3: Roda d'água persa.



Fonte: Fraenkel (1986)

Outros equipamentos serão explanados no presente trabalho, como a roda d'água moderna e o parafuso de Arquimedes.

3.2. MÁQUINAS DE FLUIDO

As máquinas de fluido, de acordo com Henn (2006), são equipamentos que promovem a transformação de energia mecânica da máquina para o fluido (bombas), ou do fluido para a máquina (turbinas). No primeiro caso, há um aumento no nível energético do fluido baseado no fornecimento de energia mecânica, sendo esta uma máquina de fluido geradora. No segundo caso, a energia mecânica é obtida a partir da redução do nível energético do fluido, sendo esta uma máquina de fluido motora.

Dois tipos principais de máquinas de fluido são encontrados, as de fluxo e de deslocamento positivo.

3.2.1. Máquinas de fluxo

Segundo Henn (2006), uma máquina de fluxo (*turbomachine*) pode ser definida como um transformador de energia (sendo necessariamente o trabalho mecânico uma das formas de energia) no qual o meio operante é um fluido que, em sua passagem pela máquina, interage com um elemento rotativo, não se encontrando, em qualquer instante, confinado.

Ainda segundo Henn (2006), as máquinas de fluxo têm como principais exemplos às turbinas a vapor, as turbinas a gás, os turbocompressores, os ventiladores, as bombas axiais e centrífugas e principalmente as turbinas hidráulicas.

3.2.1.1. Turbinas hidráulicas

A turbina hidráulica é uma invenção moderna baseada nos mesmos princípios da roda d'água, consistindo em um motor rotativo que usa o escoamento de um fluido, seja gás ou líquido, para girar um eixo. A corrente fluida atinge uma série de lâminas ou baldes presos ao redor de um eixo, que gira e produz torque para o acionamento de máquinas. Em usinas hidrelétricas, as turbinas hidráulicas são usadas para acionar o rotor de um gerador elétrico (BELLIS, 2020).

3.2.1.1.1. roda d'água

Ainda segundo Bellis (2020), a roda d'água é um dispositivo antigo que usa água corrente ou caindo para criar energia por meio de pás montadas ao redor de uma roda. A força da água move as pás, e a consequente rotação da roda é transmitida ao maquinário através do eixo da roda.

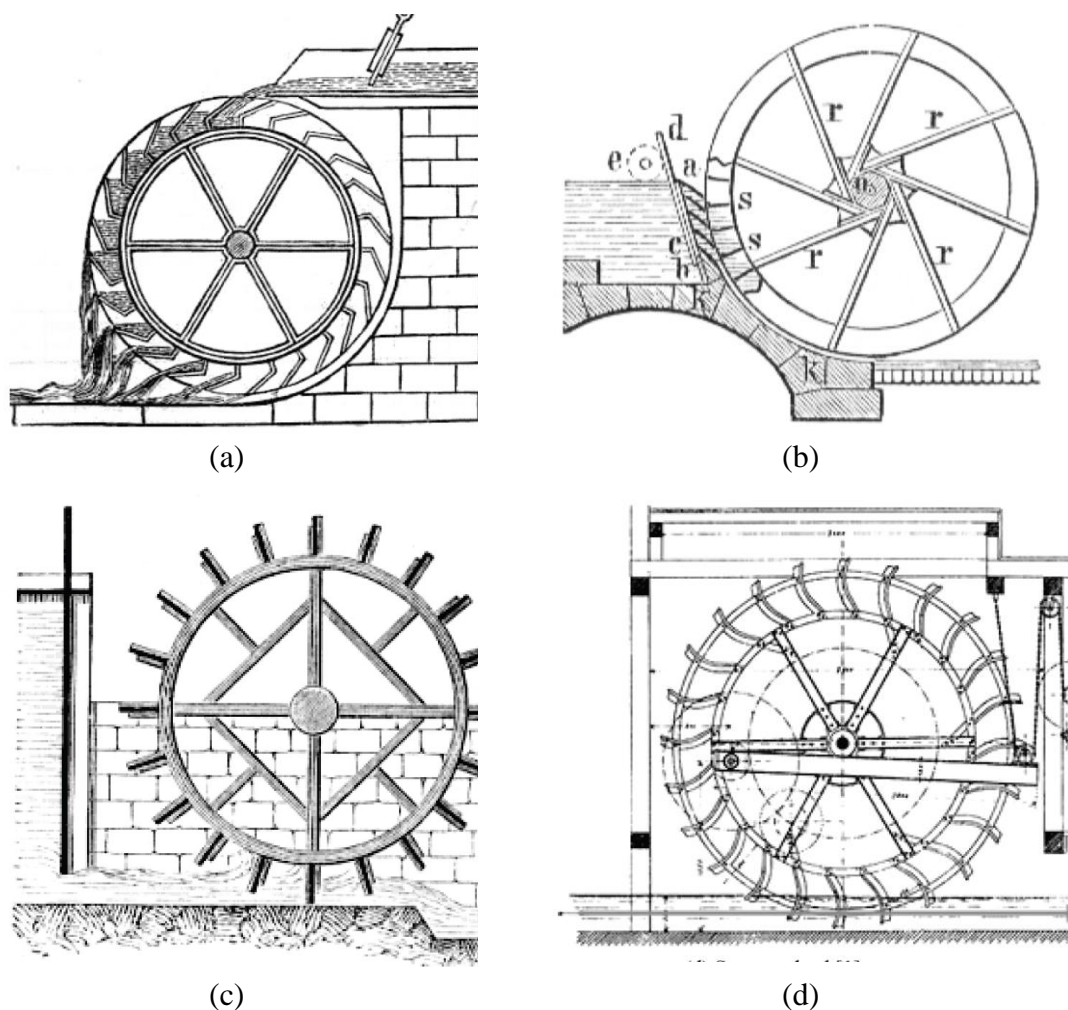
No passado, as rodas d'água eram consideradas conversores eficientes e comercialmente interessantes de energia hidráulica em energia mecânica, sendo empregadas principalmente em pequenas empresas para o acionamento de máquinas têxteis e moinhos de grãos, pó e minerais, dentre outros. No entanto, com o advento do motor elétrico, nas décadas de 1940 e 1950, as rodas d'água caíram em desuso (MÜLLER & KAUPPERT, 2004). Da mesma forma, com o desenvolvimento tecnológico associado às turbinas hidráulicas no final do século XIX, o desenvolvimento de rodas d'água para geração de energia elétrica praticamente cessou (QUARANTA *et al.*, 2015).

Macintyre (1983) afirmava que o uso das rodas d'águas era restrito a fazendas, sítios e pequenas indústrias, para acionamento de moinhos, engenhos de serra, bombas e pequenos geradores elétricos, funcionando com rotações muito baixas, entre 1 e 8 rpm.

Atualmente, o crescente interesse por fontes de energia renováveis tem incentivado o uso de microgeradores hidráulicos. Uma vez que as turbinas hidráulicas não apresentam custo-benefício favorável em locais com baixas cargas hidráulicas disponíveis, além de apresentarem impactos negativos sobre os ecossistemas locais, as rodas d'água têm sido reconsideradas como uma forma limpa e acessível de microgeração de energia elétrica (MÜLLER *et al.*, 2007; QUARANTA *et al.*, 2015; QUARANTA, 2018). Além disso, geradores hidráulicos reduzem as emissões de gases responsáveis pelo efeito estufa (QUARANTA, 2018), podendo ser importantes alternativas para minimizar os impactos das mudanças climáticas.

Há diversas classificações para as rodas d'água. Em relação à região de entrada de água, as rodas d'água geralmente são classificadas em rodas de cima, rodas de lado, rodas de baixo e rodas de corrente ou flutuante (Figura 4) (MACINTYRE, 1983; MÜLLER & KAUPPERT, 2004; TEVATAA & INPRASIT, 2011; QUARANTA *et al.*, 2015; QUARANTA, 2018, NGUYEN *et al.*, 2018; ZHAO *et al.*, 2020).

Figura 4 – Tipos de roda d'água: (a) roda de cima, (b) roda de lado, (c) roda de baixo e (d) roda de corrente.



Fonte: adaptado de Tevataa & Inprasita (2011)

Nas rodas de cima, a entrada de água é realizada por cima (Figura 4.a), enquanto nas rodas de lado, a água entra na altura do eixo ou acima (Figura 4.b). Em ambos os tipos, o movimento da roda se dá principalmente pela ação do peso da água sobre as pás. Nas rodas de baixo, em que a entrada de água ocorre abaixo do eixo de rotação (Figura 4.c), o movimento se dá prioritariamente pela ação da velocidade da água (MACINTYRE, 1983; QUARANTA & REVELLI, 2017).

As rodas de corrente são posicionadas sobre a superfície livre da água, e somente a parte mais baixa da roda interage com o escoamento (Figura 4.d). Dessa forma, a diferença de carga entre a entrada e a saída da roda d'água é desprezível, e o movimento das pás se dá principalmente pela ação da velocidade da água (QUARANTA, 2018). Uma das principais vantagens desse tipo de roda d'água é que sua instalação não exige alterações

significativas no curso d'água (TEVATAA & INPRASIT, 2011). Em geral, são instaladas sobre flutuadores ou balsas (MACINTYRE, 1983; MÜLLER *et al.*, 2010), sendo consideradas de bom custo-benefício por demandarem pequenas adequações civis para sua instalação (MÜLLER *et al.*, 2007;).

A aplicação de cada tipo de roda d'água depende da carga hidráulica disponível no local. Segundo Zhao *et al.* (2020), a roda de cima é mais adequada para altas cargas hidráulicas. A roda de lado é aplicada para cargas menores, apresentando menor eficiência do que a roda de cima. Já a roda de baixo é utilizada em locais com baixa disponibilidade de carga hidráulica, enquanto a roda de corrente é acionada apenas pela carga cinética. Estas duas últimas foram muito menos estudadas em função de apresentarem menor eficiência.

Em uma revisão sobre o assunto, Quaranta (2018) apresentaram as faixas de cargas hidráulicas disponíveis em que cada tipo de roda d'água é aplicável. As rodas de cima são utilizadas para cargas hidráulicas entre 2,5 e 6 m (MÜLLER & KAUPPERT, 2004; QUARANTA & REVELLI, 2015a); as rodas de lado são usualmente aplicadas para cargas entre 1,5 e 4 m (MÜLLER & WOLTER, 2004; QUARANTA & REVELLI, 2015b); e as rodas de rodas de baixo são utilizadas para cargas entre 0,5 e 1,5 m (QUARANTA & MÜLLER, 2018b).

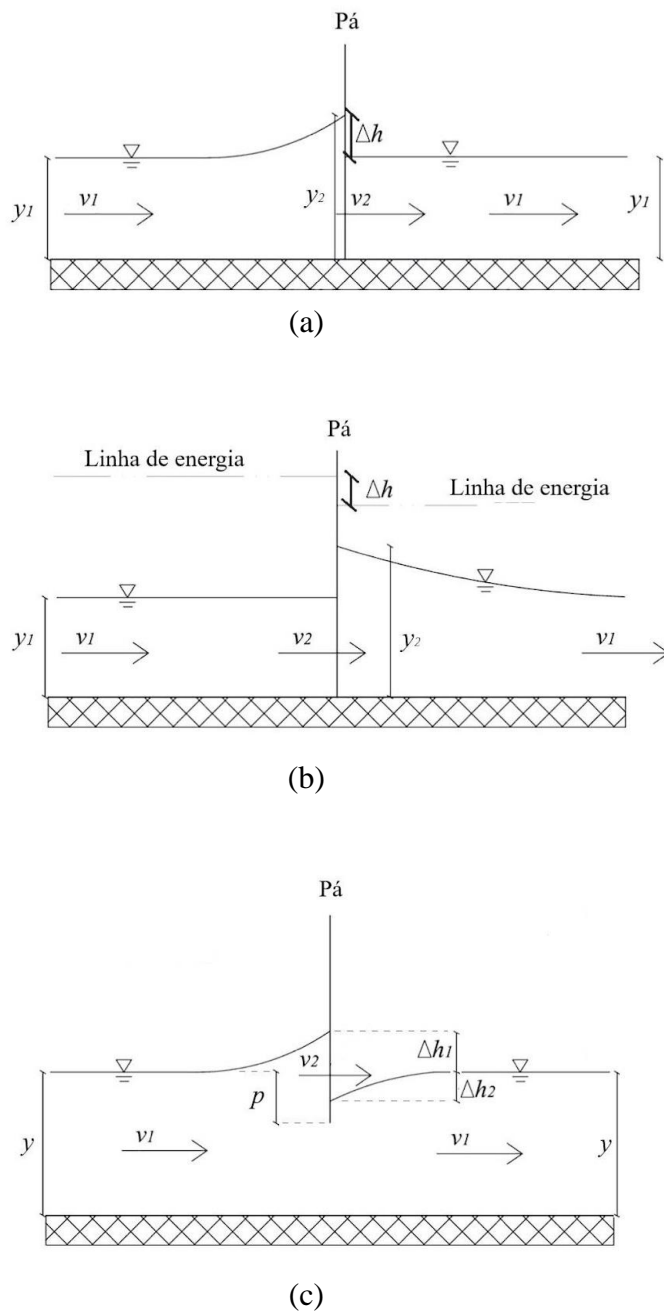
Já para Al-Dabbagh (2018) as rodas de cima são utilizadas para cargas hidráulicas entre 2,5 e 10 m, com eficiência variando de 60 a 80%; as rodas de lado, para cargas hidráulicas de 0,75 a 5 m, com eficiência entre 50 e 75%; e as rodas de baixo, para cargas hidráulicas de 0,5 a 3, com eficiência entre 35 e 76%. Ainda segundo o referido autor, as rodas de corrente são utilizadas para cargas hidráulicas entre 0,4 e 1,5 m, com eficiência entre 30 e 68 %.

De acordo com Quaranta (2018), as rodas de corrente podem ser utilizadas para geração de energia elétrica e como fonte de potência para acionamento de máquinas e moinhos, bem como para o bombeamento de água. Müller *et al.* (2007) apresentaram uma classificação para as rodas de corrente, baseada na velocidade da água no canal (v_1), a velocidade crítica do escoamento (v_{cr}), a profundidade real do escoamento (y) e a profundidade de submergência das pás da roda d'água (p):

- a) escoamento subcrítico com baixa profundidade ($p \approx y$, $v_1 < v_{cr}$);
- b) escoamento supercrítico com baixa profundidade ($p \approx y$, $v_1 > v_{cr}$); e
- c) escoamento subcrítico com alta profundidade ($p \ll y$, $v_1 < v_{cr}$).

Quaranta (2018) analisou diversos aspectos relativos ao escoamento em rodas de corrente, seguindo a classificação proposta por Müller *et al.* (2007). Na Figura 5, em que “ v_2 ” representa a velocidade da pá da roda d’água, ilustra-se o comportamento hidráulico de rodas d’água de corrente submetidas a diferentes condições de velocidade e profundidade do escoamento.

Figura 5 – Comportamento hidráulico de rodas d’água de corrente para (a) escoamento subcrítico com baixa profundidade, (b) escoamento supercrítico com baixa profundidade e (c) escoamento subcrítico com alta profundidade.



Fonte: adaptado de Müller *et al.* (2007) e Quaranta (2018).

Na análise de Quaranta (2018), foram consideradas rodas de corrente instaladas em escoamento com baixa profundidade (Figuras 5.a e 5.b) com taxa de obstrução próxima de 1 (um), sendo a taxa de obstrução a razão entre a área submersa da pá, medida ortogonalmente à direção do escoamento, e a área molhada da seção transversal do canal. Já para a situação em que o escoamento é subcrítico com alta profundidade (Figura 5.c), foram consideradas rodas de corrente com baixa taxa de obstrução, as quais não causam propagação do remanso pela presença das pás, visto que parte do escoamento passa ao redor e abaixo da roda d'água. Essa é a situação típica de rodas de corrente flutuantes, geralmente construídas em grandes rios ou canais, nas quais a taxa de obstrução é desprezível.

Para as situações comumente encontradas na região Oeste da Bahia, em que populações ribeirinhas instalam-se próximas de cursos d'água como o rio Preto, o rio Branco, o rio de Ondas e o rio Grande, que apresentam boa parte do curso com escoamento profundo, as rodas flutuantes são uma opção viável para aproveitamento da energia cinética. De acordo com Quaranta (2018), nessas condições, a baixa taxa de obstrução das rodas flutuantes faz com que elas sejam uma opção de menor impacto ambiental no que tange à passagem de peixes e sedimentos, comparando-se com rodas com alta taxa de obstrução. Por outro lado, em comparação com rodas de corrente instaladas em escoamento raso, as rodas flutuantes geram menos energia em função das baixas velocidades observadas em escoamentos profundos.

De acordo com Müller, Jenkins & Batten (2010), a Potência cinética (P_{cin}) de um fluido pode ser determinada em função da velocidade do escoamento (v_1):

$$P_{cin} = \frac{1}{2} \rho A v_1^3 \quad (1)$$

em que:

P_{cin} – potência cinética do fluido (W);
 A – área submersa da pá (m^2);
 ρ – massa específica do fluido ($kg \cdot m^{-3}$);
 v_1 – velocidade do escoamento ($m \cdot s^{-1}$).

Como a potência cinética é função da velocidade do escoamento elevada ao cubo, ela aumenta significativamente com o aumento da velocidade, variando de 0,5 a 13,5 kW por metro quadrado de área da pá, em rios com velocidade de escoamento de 1 a 3 $m \cdot s^{-1}$ (MÜLLER, JENKINS & BATTEN, 2010).

De acordo com Müller *et al.* (2007), nas rodas de corrente operando em escoamento subcrítico com alta profundidade, a separação do escoamento na extremidade da pá cria um vórtice que gera um rebaixamento da superfície da água à jusante da pá (Figura 5.c), aumentando a força hidrostática sobre a pá. Assim, a estimativa da potência útil da roda d'água deve levar em conta não só a força exercida sobre a pá pela troca de quantidade de movimento com o fluido, mas também essa pequena diferença de carga gerada pela variação da profundidade da água (MÜLLER *et al.*, 2007; QUARANTA, 2018):

$$P_{ur} = \rho g \frac{b}{2} [(p + \Delta h_1)^2 - (p - \Delta h_2)^2] v_2 + \rho b (p + \Delta h_1) (v_1 - v_2)^2 v_2 \quad (2)$$

em que:

P_{ur} – potência útil da roda d'água (W);

g – aceleração da gravidade ($m.s^{-2}$);

b – largura da pá (m);

p – profundidade de submergência da pá (m);

Δh_1 – variação da profundidade da água a montante da pá (m);

Δh_2 – variação da profundidade da água a jusante da pá (m);

v_2 – velocidade de deslocamento da pá ($m.s^{-1}$).

Tendo em vista que para as rodas de corrente operando em escoamento subcrítico com alta profundidade as velocidades de escoamento geralmente são baixas, Müller, Jenkins & Batten (2010) propuseram uma equação simplificada para o cálculo da potência útil da roda de corrente, desprezando a força hidrostática sobre a pá causada pela diferença de carga gerada pela variação da profundidade da água:

$$P_{ur} = \frac{1}{2} \rho C_d A (v_1 - v_2)^2 v_2 \quad (3)$$

em que:

C_d – coeficiente de arrasto (adimensional).

De acordo com Quaranta (2018), o coeficiente de arrasto C_d pode ser considerado igual a 2, aproximando-se do coeficiente de arrasto de uma placa plana. Assim, a potência útil da roda de corrente pode ser estimada por:

$$P_{ur} = \rho A(v_1 - v_2)^2 v_2 \quad (4)$$

Conhecendo-se a potência útil fornecida pela roda d'água, é possível calcular seu rendimento. Quaranta (2018) propôs o coeficiente de potência (C_P) para determinação da eficiência de rodas d'água instaladas em condições em que a energia predominante é a cinética, calculado pela razão entre a potência útil e a potência cinética do escoamento:

$$C_P = \frac{P_{ur}}{P_{cin}} \quad (5)$$

em que:

C_P – coeficiente de potência (adimensional).

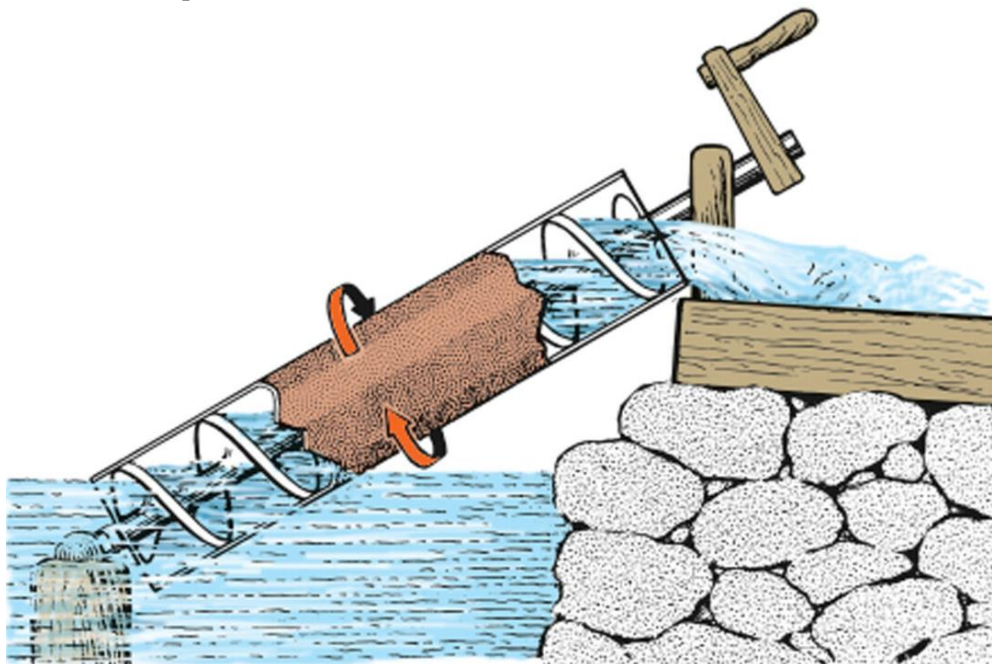
3.2.2. Máquinas de deslocamento positivo

Nas máquinas de deslocamento positivo (*positive-displacement machines*), a troca de energia acontece pelo confinamento do fluido em câmaras formadas entre a carcaça da máquina e um elemento com movimento alternativo ou rotativo. Durante o funcionamento, a variação de energia de pressão estática acontece pela variação do volume destas câmaras, que se formam e se extinguem, periodicamente, mantendo isolado o fluido que se encontra em contato com a tubulação de admissão daquele que está em comunicação com a canalização de descarga (HENN, 2006).

3.2.2.1. Parafuso de Arquimedes

De acordo com Perrone (2019), o parafuso de Arquimedes (Figura 6) é uma tecnologia antiga, que tem por objetivo a elevação de líquidos ou grãos. Seu funcionamento ocorre da seguinte forma: a ponta inferior do mecanismo deve ser inserida no líquido a ser transportado; ao girar o eixo do parafuso, o fuso empurra o material tubo acima, levando o material até a extremidade de saída; o fluxo de material depende da frequência de giro do fuso e da montagem específica, como distância de passo do fuso, inclinação do tubo e espaço interno.

Figura 6: Parafuso de Arquimedes.



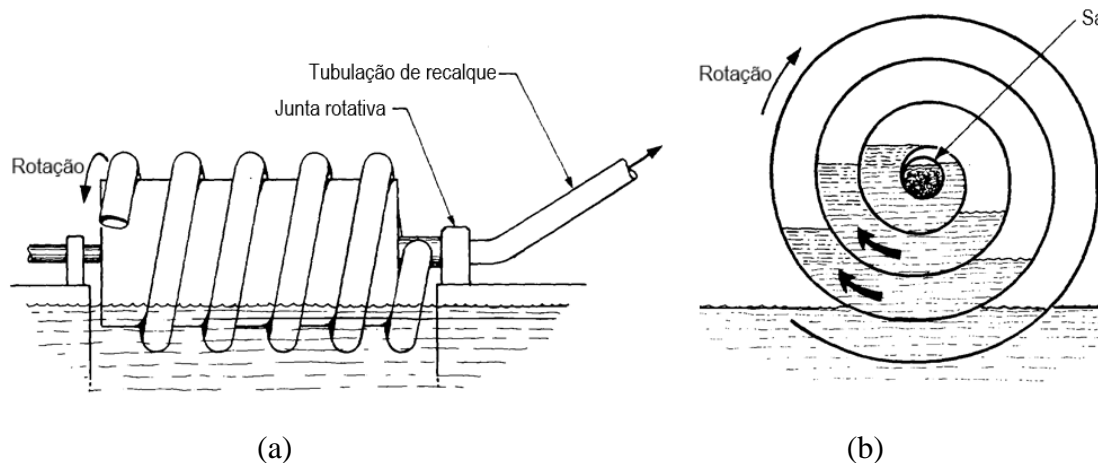
Fonte: Encyclopaedia Britannica, 2010.

3.2.2.2. Bomba de bobina

As bombas de bobina são classificadas como máquinas de deslocamento positivo rotativas, e utilizam um princípio similar ao Parafuso de Arquimedes, mas enquanto este possui eixo de rotação da ordem de 30° , nas bombas de bobina o eixo de rotação está posicionado horizontalmente. Essencialmente, a bomba de bobina contém uma tubulação enrolada em forma de bobina que gira em torno do eixo horizontal. Uma das extremidades da tubulação é aberta e mergulha na água uma vez por revolução, recolhendo certo volume, que se move progressivamente ao longo da tubulação à medida que a bomba gira (FRAENKEL, 1986).

As bombas de bobina se dividem em duas categorias: bombas helicoidais e bombas espirais. Nas bombas helicoidais (Figura 7) a bobina é formada por uma série de voltas todas do mesmo raio, como uma mangueira enrolada em torno de um cilindro. Já nas bombas espirais (Figura 7.b) a bobina é formada por um arranjo plano em que o raio diminui a cada volta. No entanto, não há uma padronização da nomenclatura, visto que alguns autores usam os termos "bomba espiral", "bomba de bobina" ou "bomba manométrica" para se referirem a geometrias helicoidais e espirais (DEANE & BEVAN, 2018).

Figura 7 – Bomba de bobina (a) helicoidal e (b) espiral.

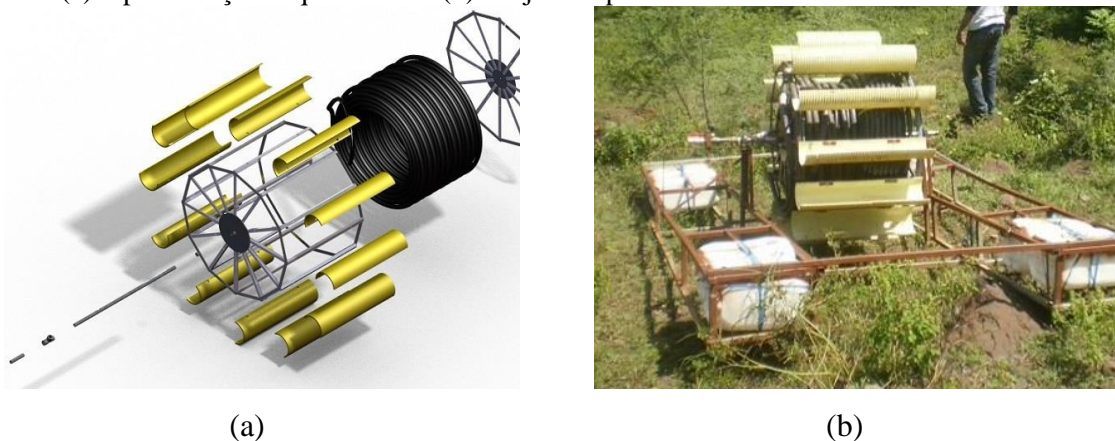


Fonte: adaptado de Fraenkel (1986).

De acordo com Quiroga *et al.* (2019), a bomba helicoidal usa sua rotação para produzir um diferencial de pressão incremental para bombear líquidos. Esta bomba é composta por um tubo flexível, geralmente uma mangueira enrolada em uma estrutura cilíndrica, parcialmente submersa no fluido a ser bombeado. A fonte de fornecimento de energia para o acionamento desta bomba é normalmente obtida a partir da energia cinética do escoamento, que contém o líquido a ser bombeado, transformada por meio de uma roda d'água acoplada à carcaça principal da bomba. Nesse sentido, Quaranta (2018) afirma que uma alternativa interessante para o bombeamento de água é a associação da bomba de bobina com uma roda d'água de corrente.

Quiroga *et al.* (2019) apresentaram uma bomba de bobina helicoidal acoplada a uma roda d'água de corrente flutuante, a qual foi instalada e testada numa comunidade rural na cidade de Santander, na Colômbia. A bomba é composta por uma bobina de mangueira de irrigação apoiada em uma estrutura metálica dotada de flutuadores para apoiar todos os elementos da bomba. A estrutura é dotada de uma proteção metálica na sua parte frontal, para atenuar o impacto de qualquer material eventualmente transportado pela corrente, e as pás da roda d'água foram construídas com tubos de PVC cortados transversalmente (Figura 8).

Figura 8 – Bomba de bobina helicoidal instalada em uma comunidade rural em Santander, Colômbia: (a) representação esquemática e (b) conjunto apoiado sobre a estrutura metálica.



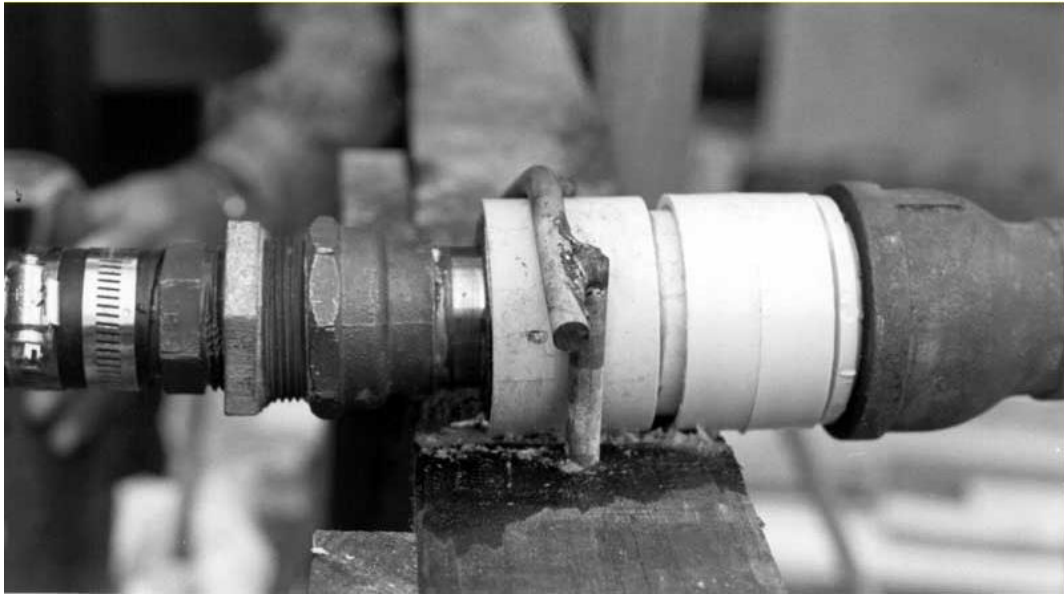
Fonte: Quiroga *et al.* (2019).

A bomba espiral foi inventada no ano de 1746 por H. Andreas Wirtz, um ferreiro suíço, com o objetivo de fornecer água para uma tinturaria de Zurique. Em geral, a bomba é de construção simples, apresentando apenas um componente crítico, uma junta rotativa que conecta a tubulação giratória a uma tubulação estacionária alinhada ao longo do mesmo eixo, de maneira estanque e de baixo atrito (TAILER, 1986; DEANE & BEVAN, 2018).

A bomba de Wirtz foi construída de modo que, a cada revolução da espiral, a quantidade de água coletada correspondesse à metade do volume da espiral mais externa. À medida que a água é levada para as espirais mais internas, cada coluna de água transmite a pressão através do ar para a coluna de mais interna. Desta forma, a água em cada volta da espiral é deslocada para fornecer uma carga de pressão, sendo que a repetição deste aumento de pressão cria uma pressão cumulativa, à medida que se avança para o centro da espiral, o que permite bombear a água para alturas consideráveis (TAILER, 1986).

A água oriunda da bobina é direcionada para o interior do eixo da própria bobina. Como a bobina realiza um movimento giratório, mas a tubulação de recalque é estacionária, é necessário acoplar o eixo à tubulação de recalque por meio de uma junta rotativa. De acordo com Tailer (1986), essa junta é um componente crítico da bomba de bobina, devendo promover estanqueidade para prevenir vazamentos de ar e água, o que leva a perda de pressão. Morgan (1984) afirma que, apesar de a junta rotativa necessitar de aperto ou reposição periódica, uma junta com boa vedação pode durar vários anos. Na Figura 9, apresenta-se uma junta rotativa de uma bomba espiral construída e testada por Tailer (1986).

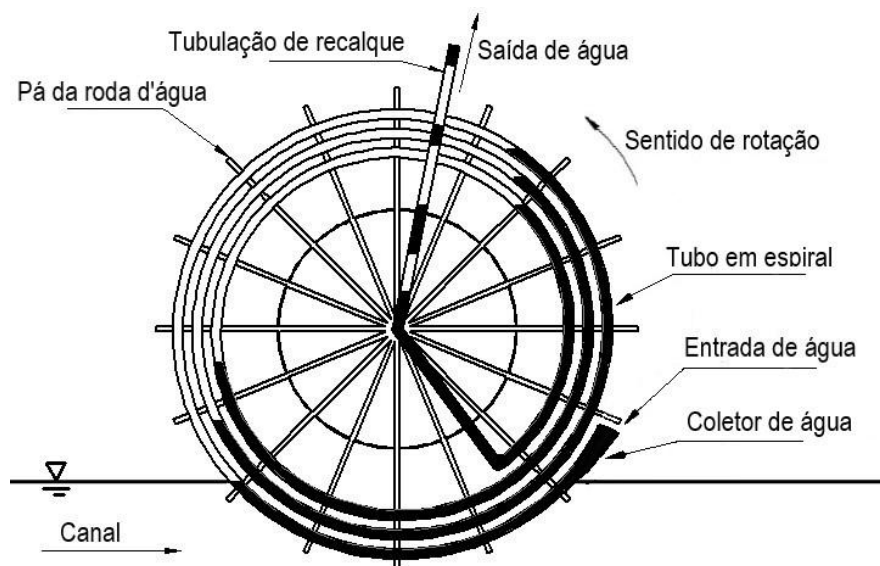
Figura 9 – Junta rotativa para acoplamento do eixo da bomba à tubulação de saída da bomba espiral.



Fonte: Tailer (1986).

Da mesma forma que a bomba helicoidal, o acionamento da bomba espiral também pode ser realizado a partir da energia cinética do escoamento, no curso d'água que contém o líquido a ser bombeado, transformando-se a energia por meio de uma roda d'água acoplada à carcaça principal da bomba. Essa configuração é apresentada, de forma esquemática, na Figura 10.

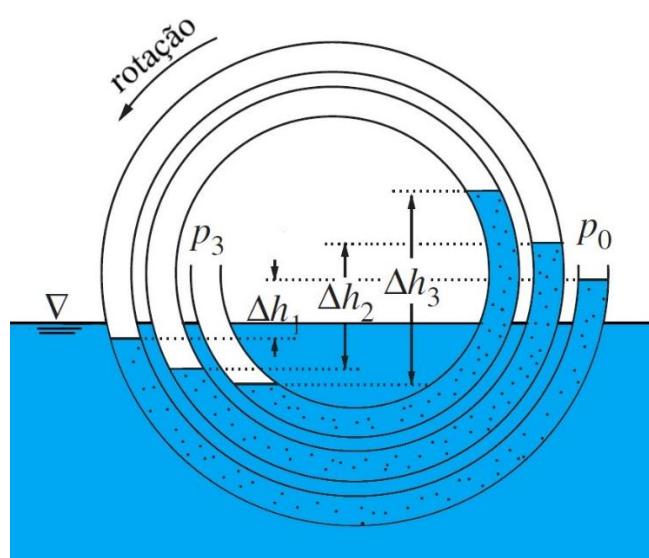
Figura 10 – Representação esquemática de uma bomba de bobina espiral acoplada a uma roda d'água.



Fonte: adaptado de Morgan (1984) e Quiroga *et al.* (2019).

Deane & Bevan (2018) comparam a configuração da bomba espiral a uma série de manômetros conectados, em que a diferença de pressão entre as duas extremidades é dada pela soma das colunas de líquido em seu interior. Assim, conforme ilustrado na Figura 11 e de acordo com a lei de Pascal, a diferença de pressão é proporcional à diferença de altura (Δh) entre as superfícies da água nos lados direito e esquerdo, respectivamente. Sendo assim, a diferença de pressão $p_3 - p_0$ é igual ao somatório das diferenças de altura $\Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3$. A massa específica do ar pode ser desprezada, pois esta é consideravelmente menor que a da água.

Figura 11 – Ilustração do princípio de funcionamento da bomba de bobina espiral.



Fonte: adaptado de Deane & Bevan (2018).

Ainda segundo Deane & Bevan (2018), é de suma importância a alternância de colunas de ar (um fluido de baixa densidade) com colunas de água (um fluido de alta densidade) ao funcionamento da bomba, visto que é o deslocamento do fluido de alta densidade que gera pressão dentro do fluido de baixa densidade. Vale ressaltar que uma mangueira em espiral somente pode ser preenchida dessa maneira se sua extremidade aberta às vezes estiver submersa em água e às vezes estiver exposta ao ar, conforme ilustrado na Figura 11.

3.3. ASPECTOS RELATIVOS AO DIMENSIONAMENTO DE BOMBAS DE BOBINA

A diferença entre os modelos de bombas de bobina espirais e helicoidais está na variação da curvatura da mangueira em cada ponto. A bomba helicoidal apresenta curvatura constante em todos os pontos, ou seja, todas as voltas da mangueira possuem o mesmo diâmetro; já a bomba espiral possui curvatura variável em cada ponto, fazendo com que o diâmetro diminua ao longo da estrutura.

Apesar de semelhantes, as bombas de bobina espiral e helicoidal possuem aplicações diferentes, enquanto a primeira é recomendada para alturas elevadas, a segunda deve ser utilizada apenas para pequenas alturas. Cabe salientar que no presente trabalho, será estudada e experimentada apenas a bomba de bobina espiral, a fim de aprofundar o estudo sob a mesma.

O primeiro aspecto a ser considerado no projeto de uma bomba espiral é a definição da altura de elevação desejada. De acordo com Quiroga *et al.* (2019) o número de colunas de água no interior da bobina sofre interferência direta do número de voltas de mangueira, o que afeta a altura de elevação da bomba. Logo, tem-se uma relação diretamente proporcional entre o número de voltas da mangueira e a pressão obtida em seu interior. Entretanto, a vazão irá permanecer inalterada. Tailer (1986) acrescenta ainda que quanto maior o diâmetro da primeira volta da espiral, maior a pressão produzida.

O cálculo da altura de elevação da bomba de bobina pode ser realizado a partir do somatório das diferenças de pressão geradas por cada coluna de água no interior da bobina (MORTIMER & ANNABLE, 1984; QUIROGA *et al.*, 2019):

$$H = H_T - H_A = \sum_i^N h_i \quad (6)$$

em que:

H – altura de elevação (m);

H_T – carga de pressão absoluta na saída da bomba (m);

H_A – carga de pressão na entrada da bomba, igual à pressão atmosférica (m);

h_i – carga de pressão diferencial produzida pela i -ésima coluna de água (m);

N – número total de voltas da bobina.

Os comprimentos das colunas de ar dependem do comprimento do trecho percorrido pelo coletor (entrada de água) acima do nível da água. A presença de colunas

consecutivas de água e ar produz uma descarga intermitente de líquido, e as colunas de ar estão sujeitas à contração e alongamento devido às diferentes pressões ao longo da mangueira, desde a entrada até a saída da bobina. Especificamente para a primeira volta da mangueira, o volume inicial da coluna de ar depende da geometria da bobina, do diâmetro interno da mangueira e da profundidade de submersão da bomba. Como as colunas de ar são limitadas pelas colunas de água adjacentes, diferentes pressões são desenvolvidas em cada coluna de ar ao longo da mangueira (QUIROGA *et al.*, 2019).

À medida que as colunas de ar se movem da entrada para a saída da bobina, o aumento de pressão desenvolvido vai reduzindo os seus volumes gradativamente. Mortimer & Annable (1984) afirmam que a seguinte relação é válida para relacionar os volumes das colunas de ar ao longo da mangueira:

$$P_{Ai}V_{Ai}^{1,15} = \text{constante} \quad (7)$$

em que:

P_{Ai} – carga de pressão absoluta na i-ésima coluna de ar (m);
 V_{Ai} – volume da i-ésima coluna de ar (m³).

Assumindo-se que o diâmetro interno da mangueira é constante, a equação (7) pode ser reescrita da seguinte forma (MORTIMER & ANNABLE, 1984):

$$P_{A1}L_{A1}^{1,15} = P_{Ai}L_{Ai}^{1,15} \quad (8)$$

em que:

P_{A1} – carga de pressão absoluta na primeira volta da espiral (m);
 L_{A1} – comprimento da primeira coluna de ar, à entrada da bomba (m);
 P_{Ai} – carga de pressão absoluta na i-ésima volta da espiral (m);
 L_{Ai} – comprimento da i-ésima coluna de ar (m).

Rearranjando a equação (8), e considerando que P_{A1} corresponde à pressão atmosférica, pode-se calcular a variação de comprimento das colunas de ar em relação à primeira volta da bobina (MORTIMER & ANNABLE, 1984):

$$L_{A1} - L_{Ai} = L_{A1} \left[1 - \left(\frac{H_A}{P_{Ai}} \right)^{0,87} \right] \quad (9)$$

Como em uma espiral o raio diminui da entrada para a saída em função do ângulo, se essa função for conhecida é possível determinar o comprimento e, conseqüentemente, o volume de cada volta da mangueira de uma bomba espiral. Além disso, admitindo-se que o volume das colunas de água no interior da mangueira se mantém constante desde o início até o final da espiral, as colunas de ar têm seu volume reduzido a cada volta, compensando a redução progressiva do volume de cada volta da mangueira (DEANE & BEVAN, 2018). Então, por meio da equação (9) é possível determinar qual deve ser o comprimento da última coluna de ar para que uma dada pressão de saída seja atingida.

No entanto, a consideração da relação adiabática proposta na equação (7) para descrever a variação de volume das colunas de ar foi contestada por Deane & Bevan (2018), que sugerem a Lei de Boyle é mais adequada para explicar essa variação. Nesse sentido, é importante destacar que o dimensionamento da bomba de bobina espiral testada por Tailer (1986) foi realizado com base na Lei de Boyle, assumindo-se as seguintes pressuposições:

(i) a bobina é representada por uma série de tubos em “U”, estáticos e interconectados, e cada tubo é dimensionado de forma a conter a soma do volume de água e do volume de ar. O volume da coluna de água permanece constante em todas as voltas da espiral, sendo igual à metade do volume interno da primeira volta. Por outro lado, o volume total de cada tubo em “U” decresce a cada volta, tendo em vista que o ar é compressível;

(ii) a carga de pressão dentro de cada espiral é igual ao diâmetro da respectiva espiral.

No que tange à pressuposição (ii), é importante ressaltar a diferença entre o diâmetro da espiral, que se refere ao diâmetro da bobina formada pelo tubo em uma determinada volta (D_N), e o diâmetro da mangueira, que se refere ao diâmetro interno do tubo utilizado para construção da bobina (d).

Assim, baseado na Lei de Boyle e nessas pressuposições, Tailer (1986) propôs a seguinte relação para a variação no volume das colunas de ar:

$$P_{A1}V_{Ai} = P_{AN}V_{AN} \quad (10)$$

em que:

P_{A1} – carga de pressão absoluta na primeira volta da espiral (m);

V_{Ai} – volume da primeira coluna de ar (m^3);

P_{AN} – carga de pressão absoluta na N-ésima (última) volta da espiral (m);

V_{AN} – volume da N-ésima (última) coluna de ar (m^3);

As pressões na primeira e na última coluna de ar são obtidas pelo somatório dos diferenciais de pressão a cada volta. Pela segunda pressuposição de Tailer (1986), na primeira volta da espiral o diferencial de pressão (h_1) gerado é igual ao diâmetro (D_1) dessa primeira volta:

$$P_1 = H_A + h_1 = H_A + D_1 \quad (11)$$

em que:

h_1 – carga de pressão diferencial produzida pela primeira coluna de água (m);

D_1 – diâmetro da primeira espiral (ou da espiral mais externa) (m).

Na última volta da espiral, a pressão absoluta é igual à pressão atmosférica mais o somatório dos diferenciais de pressão gerados a cada volta da mangueira:

$$P_N = H_A + \sum_i^N h_i = H_A + H \quad (12)$$

Para o cálculo do volume da coluna de ar na primeira volta da mangueira, Tailer (1986) propôs a seguinte equação:

$$V_{A1} = \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 h_1 = \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 D_1 \quad (13)$$

em que:

d – diâmetro interno da mangueira (m).

De forma semelhante, o volume da coluna de ar na última volta da mangueira pode ser calculado como segue (TAILER, 1986):

$$V_{AN} = \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 h_N = \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 D_N \quad (14)$$

em que:

h_N – carga de pressão diferencial produzida pela N-ésima (última) volta da espiral (m);

D_N – diâmetro da N-ésima (última) volta da espiral (m).

Substituindo as equações (11), (12), (13) e (14) na equação (10), Tailer (1986) obteve a expressão para o cálculo do diâmetro da última volta da espiral:

$$D_N = \frac{(H_A + D_1)D_1}{(H_A + H)} \quad (15)$$

Para determinar o número de voltas da espiral, Tailer (1986) propôs que a altura de elevação (H) fosse considerada igual ao diferencial de pressão médio produzido na espiral, dado pela média do primeiro e do último diferencial de pressão produzidos, multiplicado pelo número de voltas da mangueira:

$$H = N \frac{(h_1 + h_N)}{2} = N \frac{(D_1 + D_N)}{2} \quad (16)$$

Isolando-se o número de voltas da espiral (N) na equação (11), obtém-se:

$$N = \frac{2H}{(D_1 + D_N)} \quad (17)$$

Por meio das equações (15) e (17) é possível calcular, a partir da definição prévia da altura de elevação (H) e do diâmetro da primeira volta (D_1) da espiral, o diâmetro da última volta da espiral (D_N) e o número de espirais (N). Tailer (1986) recomenda que seja adicionada uma margem de 20% ao número de espirais calculados, de modo a considerar eventuais variações no diâmetro da mangueira e outras variáveis.

Outro aspecto importante a ser considerado no projeto de uma bomba espiral é a vazão fornecida. Quiroga *et al.* (2019) afirmam que o volume de água transportado pela bomba depende da área da seção transversal da mangueira. Nesse sentido, Mortimer & Annable (1984) propõem que a vazão seja determinada pela seguinte equação:

$$Q = \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 L_{w1} N_s \quad (18)$$

em que:

L_{w1} – comprimento da primeira coluna de água, à entrada da bomba (m);
 N_s – frequência de rotação da bomba (s^{-1});

Como Tailer (1986) pressupõe que o volume das colunas de água seja igual à metade do volume interno da primeira volta da mangueira, pode-se assumir, para o cálculo da vazão, que o comprimento da primeira coluna de água (L_{W1}) é igual à metade da circunferência da primeira volta da mangueira.

Conforme Deane & Bevan (2018) apontam, o comprimento da primeira coluna de água pode ser alterado variando a profundidade de submersão da bobina, o que pode fazer com que a vazão real recalçada pela bomba seja diferente do valor calculado pela equação (18). De fato, Quiroga *et al.* (2019) explicam que a vazão fornecida é afetada pela alteração da profundidade de submersão da bomba e também pela velocidade de rotação, e observam que o aumento em qualquer um desses parâmetros causa aumento na vazão da bomba sem, no entanto, afetar a pressão de saída.

Finalmente, considerando que a bomba de bobina depende de um movimento rotativo para seu funcionamento, destaca-se também o cálculo do torque, definido por Halliday (2016) como a tendência de rotação ou torção em torno de um eixo que um corpo sofre quando é submetido a uma força. De acordo com Quiroga *et al.* (2019), o torque requerido pela bomba de bobina espiral, sob as condições de pressão estabelecidas, pode ser obtido por:

$$M = \gamma(H_D - H_A)A_T R \quad (19)$$

em que:

M – torque requerido (N.m);

γ – peso específico do líquido ($N.m^{-3}$);

H_D – carga de pressão total na saída da bomba (m);

H_A – carga de pressão atmosférica (m);

A_T – área da seção transversal da mangueira (m^2);

R – raio da primeira volta da espiral (m).

É importante salientar que a carga de pressão na saída da bomba, igual à diferença entre a carga de pressão total na saída da bomba e a carga de pressão atmosférica ($H_D - H_A$) é igual à própria altura de elevação (H) da bomba, conforme apresentado na equação 6. No entanto, a altura geométrica alcançada pela bomba pode ser ainda maior do que a altura de elevação, porque as colunas de água são intercaladas com colunas de ar na tubulação de recalque (TAILER, 1986; DEANE & BEVAN, 2018).

4. MATERIAL E MÉTODOS

4.1. DETERMINAÇÃO DAS VARIÁVEIS ENVOLVIDAS NO FUNCIONAMENTO DA BOMBA DE BOBINA ESPIRAL

4.1.1. Descrição da bomba de bobina espiral avaliada

Para a realização deste trabalho, foi utilizada uma bomba de bobina espiral acoplada a uma roda d'água flutuante, projetada para atender a alturas de elevação de 9,6 m, com vazão de projeto da ordem de 3.000 L.dia⁻¹, desenvolvida por GUEDES (2022). A bomba foi instalada em uma propriedade particular no rio de Ondas, na localidade de Sucuriuzinho, no município de Barreiras-BA, no mês de dezembro de 2021 e mantida em funcionamento ininterrupto até o presente (Figura 12).

Figura 12 – Bomba de bobina espiral acoplada à roda d'água flutuante instalada no rio de Ondas.



A bomba de bobina espiral foi projetada para operar com baixas velocidades de corrente. O acoplamento a uma roda d'água flutuante permite a mobilidade da bomba, para que o usuário possa deslocá-la transversalmente ao curso d'água, encontrando a velocidade de corrente ideal.

4.1.2. Montagem do experimento e determinação das variáveis

A bomba espiral foi ensaiada no local onde estava instalada, sendo determinadas a sua velocidade de rotação, a vazão fornecida e a carga de pressão na saída da bomba, para diversas condições de funcionamento, variando a velocidade da corrente e a altura geométrica total. A partir das medições realizadas, foram obtidas as seguintes variáveis: potência cinética do escoamento, potência útil e coeficiente de potência da roda d'água, potência útil da bomba espiral e rendimento global do sistema.

Para variar a velocidade de rotação, a posição da roda d'água foi alterada, desde a margem até mais próxima do centro do curso d'água, de modo a submeter às pás do rotor às variações de velocidade que ocorrem no perfil transversal do curso d'água.

O alinhamento da roda d'água com o fluxo foi feito utilizando 2 hastes de bambu, uma em cada extremidade, além de 2 cordas, a fim de contrabalancear os esforços e manter a roda alinhada ao fluxo, além de possibilitar a alteração da sua posição no curso d'água (Figura 13).

Figura 13 – Utilização de hastes de bambu e cordas para o posicionamento da roda d'água.



Foram utilizadas 4 posições da roda d'água, desde a margem até próximo do centro do curso d'água, de modo a obter 4 diferentes velocidades de corrente, com a maior amplitude possível.

Para variar a altura geométrica total, foi instalada uma torre de andaimes com aproximadamente 6 m de altura (Figura 14). A altura geométrica total variou entre 6 e 11 m, em intervalos de 1 m sendo que esta foi medida desde o nível da água no rio, na

posição em que a roda d'água estava fixada, até o ponto mais alto alcançado pela tubulação de recalque.

Figura 14 – Torre de andaimes utilizada para variação da altura total de elevação.



A água foi elevada com o auxílio de uma mangueira de jardim de $\frac{1}{2}$ " com comprimento total de 30 m acoplada ao eixo central da roda d'água. Para a realização das medições de vazão, foi modificada a posição da tubulação, porém o seu comprimento permaneceu inalterado, de modo a reduzir as diferenças de perda de carga na tubulação de recalque.

A potência cinética do escoamento foi calculada com a equação (1), considerando-se como área de escoamento a área da pá da roda d'água e utilizando-se as diferentes velocidades de corrente medidas.

Para uma determinada posição da roda d'água e, conseqüentemente, uma determinada velocidade da corrente, a tubulação foi posicionada de modo a atingir as alturas totais de elevação prefixadas. A altura do ponto mais alto da tubulação foi medida com uma trena métrica flexível. Para cada altura de elevação, foi determinada a vazão fornecida pela bomba espiral, utilizando-se o método volumétrico. Assim, a vazão escoada

foi conduzida para um reservatório graduado, medindo-se o tempo de coleta e, em seguida, determinando-se a vazão com a equação:

$$Q = \frac{V}{t} \quad (20)$$

em que:

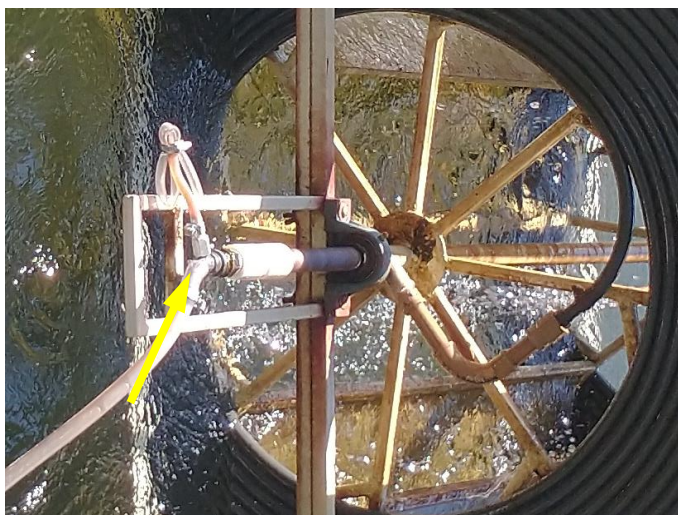
Q – Vazão escoada ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$);

V – Volume de água no reservatório (m^3);

t – Tempo de coleta (s).

Em cada altura de elevação, a vazão foi medida em 3 repetições. O tempo de coleta foi o correspondente ao tempo necessário para que o rotor da roda d'água completasse 10 revoluções. Concomitantemente com cada medição de vazão, foi medida a carga de pressão na saída da bomba espiral, por meio de um manômetro tipo *Bourdon* instalado em uma tomada de pressão localizada na junta rotativa que liga o eixo da bomba à tubulação de recalque (Figura 15). Também foi medida a velocidade da corrente por meio do molinete fluviométrico e a velocidade de rotação da roda d'água.

Figura 15 – Tomada de pressão na junta rotativa da bomba espiral (a) e manômetro tipo *Bourdon* instalado (b).



(a)



(b)

A medição da velocidade da corrente foi realizada por meio de um molinete hidrométrico da marca JCTM, modelo MLN-7, dotado de contador de pulsos, disponível no Laboratório de Hidráulica da Universidade Federal do Oeste da Bahia (Figura 16). O

molinete foi fixado na parte frontal da estrutura da roda d'água, a uma profundidade correspondente à metade da altura da pá da roda d'água (aproximadamente 0,14 m). Foi determinada a velocidade de rotação do molinete com o contador de pulsos e, posteriormente, calculada a velocidade da corrente (v_1) com base na equação de calibração fornecida pelo fabricante:

$$v_1 = -0,00613007 + (0,28497408n_{mol}) \quad (21)$$

em que:

n_{mol} – velocidade de rotação da hélice do molinete (rps).

Figura 16 – Molinete hidrométrico instalado a uma profundidade correspondente à aproximadamente a metade da altura das pás do rotor.



A velocidade de rotação do rotor da roda d'água foi obtida pela seguinte equação:

$$v = \frac{n}{t} \quad (22)$$

em que:

v – Velocidade de rotação do rotor da roda d'água (rps);

n – Número de revoluções;

t – Tempo decorrido (s).

A potência útil da roda d'água foi calculada com a equação (4) e o coeficiente de potência da roda d'água foi calculado com a equação (5). Para o cálculo da potência útil, a velocidade de deslocamento da pá (v_2) foi considerada igual à sua velocidade tangencial no centro da pá (metade da altura), calculada da seguinte forma:

$$v_2 = \frac{2\pi r n}{t} \quad (23)$$

em que:

v_2 – Velocidade tangencial (m.s^{-1});

r – Raio do rotor da roda medido a partir do centro da pá (m);

n – Número de revoluções;

t – Tempo necessário para a roda realizar as revoluções (s).

A potência útil da bomba espiral foi calculada com a seguinte equação, adaptada de Porto (2006):

$$P_{ub} = \gamma Q H_g \quad (24)$$

em que:

P_{ub} – Potência útil da bomba (W);

γ - Peso específico da água (N.m^{-3});

Q – Vazão escoada ($\text{m}^3.\text{s}^{-1}$);

H_g – Altura geométrica da instalação (m);

Na equação original apresentada por Porto (2006) para o cálculo da potência útil de uma bomba, utiliza-se a altura total de elevação (H). No entanto, conforme explicado anteriormente, o escoamento na tubulação de recalque da bomba de bobina espiral é composto por colunas de ar e água alternadas, fazendo com que seja possível o alcance de alturas geométricas superiores à altura de elevação produzida na saída da bomba. Por este motivo, no cálculo da potência útil da bomba de bobina espiral utilizou-se a altura geométrica da instalação (H_g) em vez da altura de elevação (H).

Tendo em vista que o escoamento na tubulação de recalque não é permanente, pela alternância de colunas de ar e água no seu interior, não foi possível determinar as perdas de carga na bobina e na tubulação de recalque. Assim, no cálculo da potência útil, as perdas de carga foram desprezadas.

O rendimento da bomba foi calculado pela razão entre a potência útil da bomba espiral e a potência útil da roda d'água:

$$\eta_b = \frac{P_{ub}}{P_{ur}} \quad (25)$$

Finalmente, o rendimento global do sistema foi obtido dividindo-se a potência útil da bomba espiral pela potência cinética do escoamento:

$$\eta = \frac{2\gamma QH_g}{\rho A v^3} \quad (26)$$

4.2. ELABORAÇÃO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DA BOMBA DE BOBINA ESPIRAL

Foram obtidas as curvas características da bomba espiral, explicitando a variação da vazão, do rendimento e da potência útil da bomba espiral em função da altura geométrica. Essas três curvas foram traçadas para cada posição da roda d'água, possibilitando a geração de quatro gráficos, cada um correspondendo a uma velocidade de rotação média da espiral. A velocidade de rotação média da espiral foi obtida por meio da média aritmética das velocidades de rotação observadas para cada posição da roda d'água.

Além das curvas características, foram obtidos gráficos relacionando as seguintes variáveis:

- Variação da carga de pressão na saída da espiral em função da altura geométrica;
- Variação do torque em função da altura geométrica;
- Vazão fornecida, rendimento da bomba e potência útil da bomba em função da sua velocidade de rotação, para as diferentes alturas geométricas avaliadas;
- Variação do volume coletado por volta em função da carga de pressão na saída da espiral;

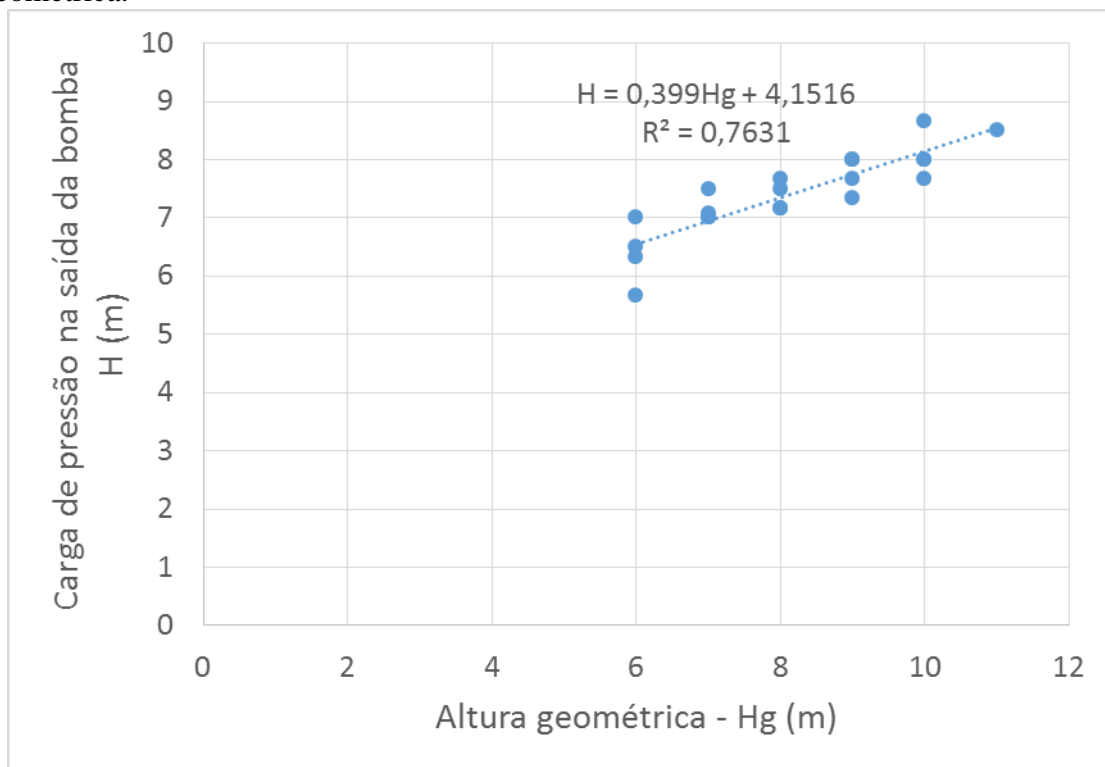
- Variação da vazão fornecida pela bomba de bobina espiral em função da sua velocidade de rotação, para as diferentes alturas geométricas avaliadas;
- Variação da potência cinética da bomba de bobina espiral em função da velocidade da corrente;
- Variação da potência útil da roda d'água em função da velocidade da corrente;
- Variação do rendimento global do sistema em função da velocidade da corrente, para as diferentes alturas geométricas avaliadas;
- Variação do coeficiente de potência da roda d'água em função da velocidade da corrente.

A partir dos gráficos, foram analisados os comportamentos das diferentes variáveis, buscando compreender o comportamento da bomba espiral a fim de criar recomendações de utilização e faixas de aplicação para orientar possíveis usuários.

5. RESULTADOS

Para iniciar as análises sobre o funcionamento da bomba de bobina espiral é fundamental compreender a influência da altura geométrica da instalação (H_g) sobre a carga de pressão na saída da bomba. Ressalta-se que a carga de pressão na saída da bomba, conforme a equação 6, é a própria altura de elevação da bomba (H). No caso específico da bomba de bobina espiral, em que a tubulação de recalque é preenchida por colunas de ar e água alternadas, a altura geométrica da instalação pode atingir valores maiores do que a altura de elevação, o que pode ser comprovado pela análise da Figura 17.

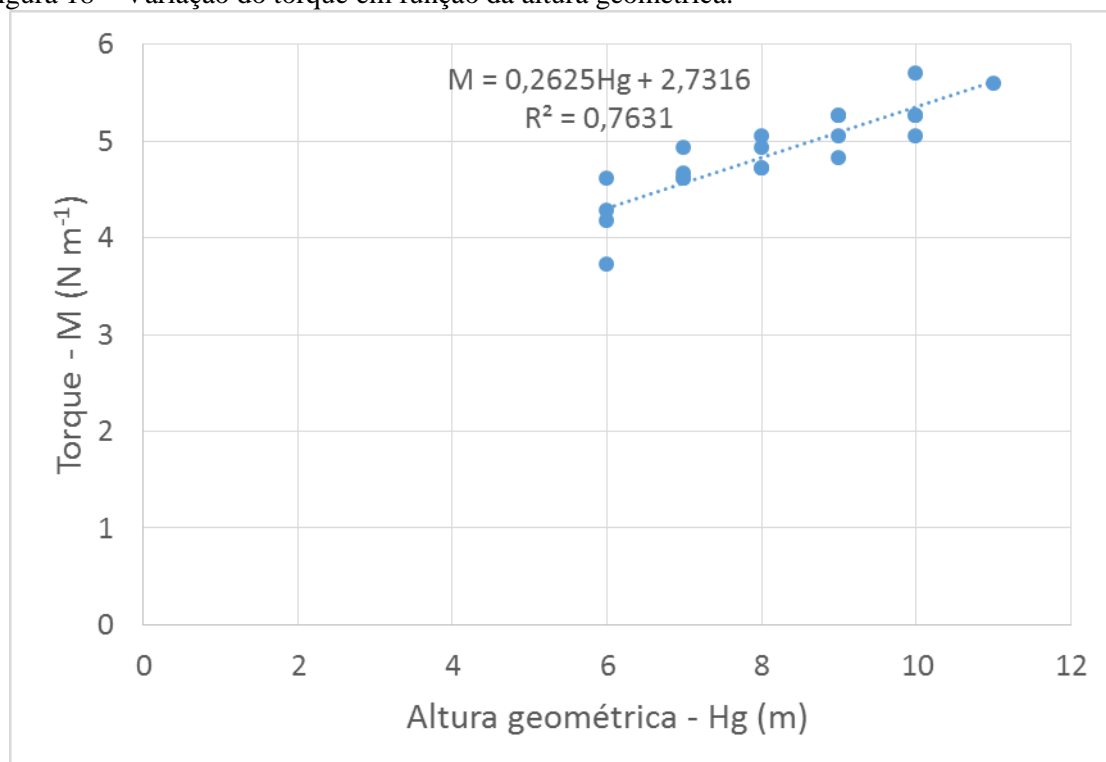
Figura 17 – Variação da carga de pressão na saída da bomba em função da altura geométrica.



Nota-se que quanto maior a altura geométrica maior a carga de pressão na saída da bomba. Ressalta-se que os valores apresentados correspondem aos valores médios observados durante cada repetição, tendo em vista que no decorrer do experimento a carga de pressão na saída da bomba oscilou para uma mesma condição de velocidade da corrente e altura geométrica da instalação. Observando-se o funcionamento da bomba, verificou-se que o aumento do volume de água na tubulação de recalque causava aumento na carga de pressão na saída da bomba, ao passo que a redução desse volume com a saída da água na tubulação de recalque causava alívio nessa carga de pressão.

Outro fator que variou com a altura geométrica foi o torque requerido pela bomba de bobina espiral. Conforme pode ser entendido a partir da Figura 18, o torque aumenta com o aumento da altura geométrica. Isso se deve ao fato de que quanto maior a altura geométrica, maior é a carga de pressão na saída da bomba (Figura 17). De acordo com a equação 19, o torque aumenta com o aumento da carga de pressão na saída da bomba, o que tende a dificultar a rotação do rotor da roda d'água.

Figura 18 – Variação do torque em função da altura geométrica.



Além de influenciar na carga de pressão na saída da bomba e no torque exigido para o seu funcionamento, a altura geométrica influencia em diversas outras variáveis como vazão, rendimento da bomba e potência útil da bomba. Nas figuras 19 a 22, são apresentadas as curvas características da bomba espiral, explicitando a variação da vazão, do rendimento e da potência útil da bomba espiral em função da altura geométrica para diferentes velocidades de rotação médias da bomba.

Para baixas velocidades de corrente pode-se notar que o rendimento e a potência útil da bomba aumentam de acordo com o aumento da altura, algo que ocorre de maneira inversa na relação com a vazão. A vazão depende do tempo de rotação da roda e do volume coletado neste mesmo tempo, sendo que o tempo tende a aumentar de acordo com o aumento da altura devido à maior pressão dentro da espiral, exigindo um maior torque.

Figura 19 – Curvas características da bomba de bobina espiral para uma velocidade de rotação média de 3,8 rpm.

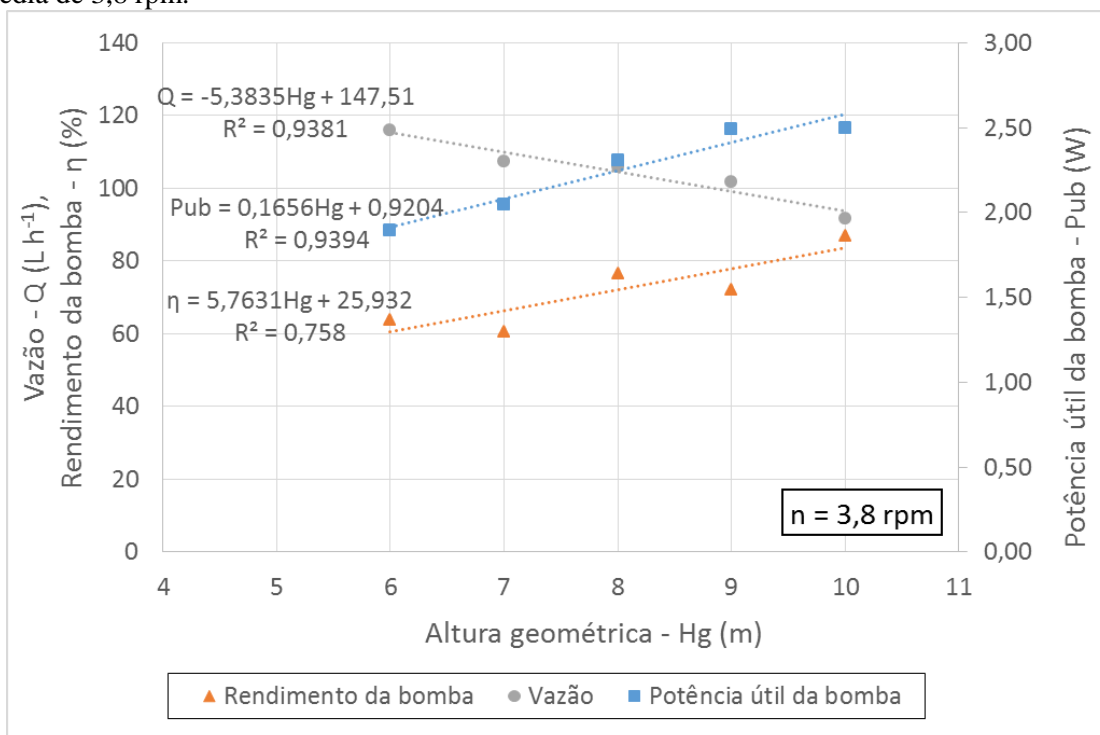
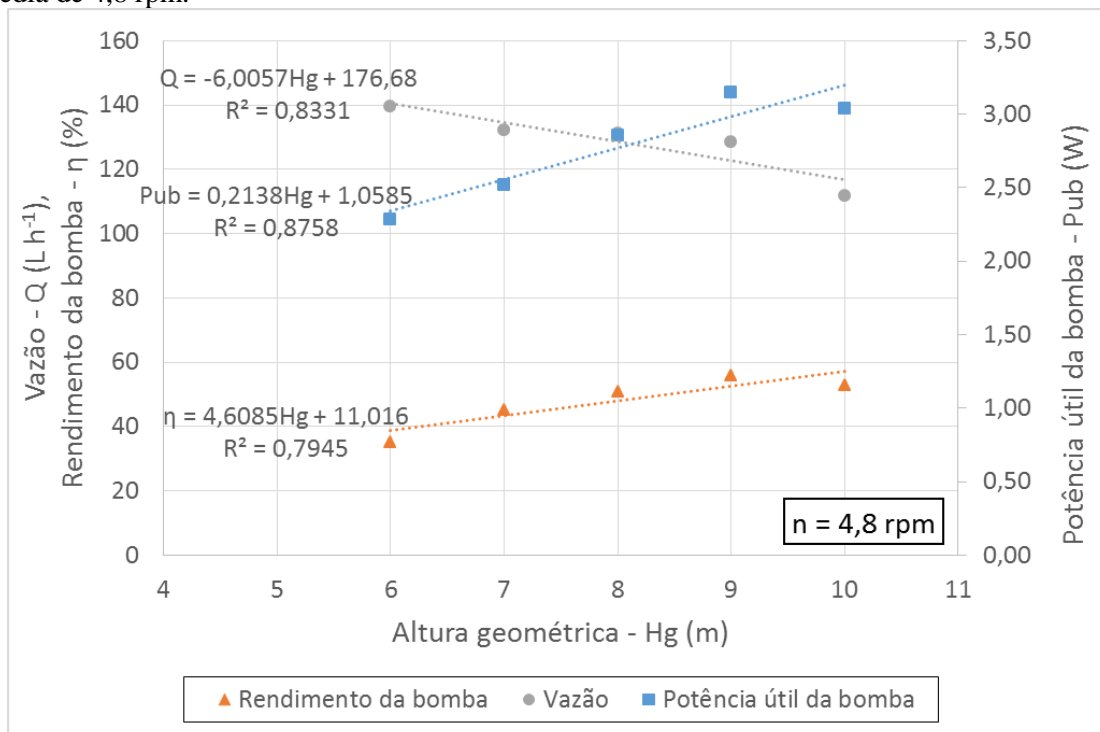


Figura 20 – Curvas características da bomba de bobina espiral para uma velocidade de rotação média de 4,8 rpm.

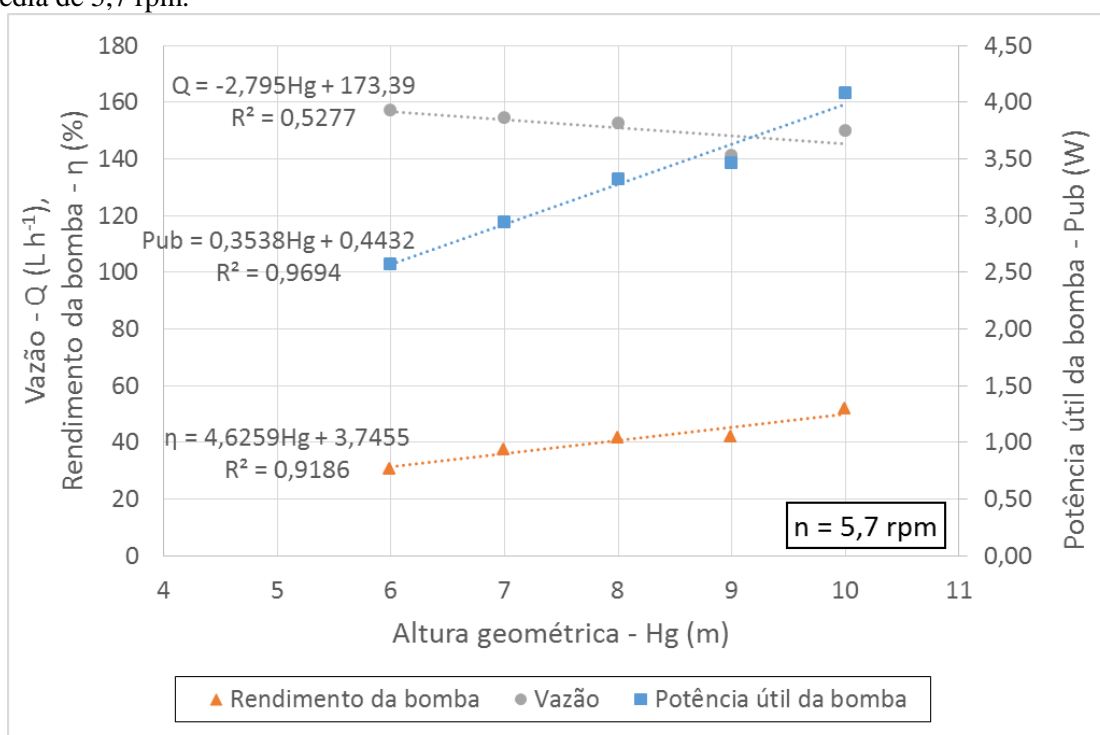


Quando se aumenta a velocidade de corrente pode-se perceber que não ocorrem grandes variações no comportamento das variáveis, porém é perceptível que o rendimento

da bomba decresce consideravelmente em relação à menor velocidade de rotação, devido principalmente ao aumento da potência útil da bomba.

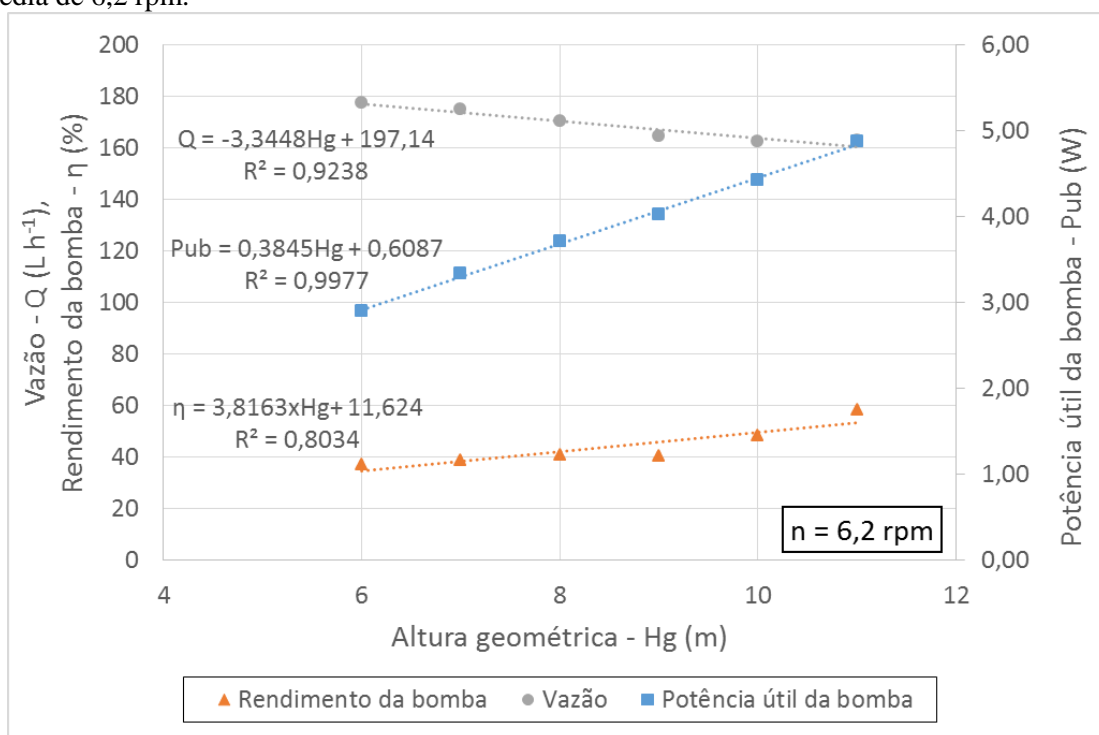
A vazão sofre aumento considerável, já que o tempo de rotação da roda para uma mesma altura de elevação diminui de acordo com o aumento da velocidade de corrente. A potência útil da bomba tem elevação considerável, pois a vazão e a altura de elevação são aumentadas.

Figura 21 – Curvas características da bomba de bobina espiral para uma velocidade de rotação média de 5,7 rpm.



Aumentando-se ainda mais a velocidade de corrente observa-se um comportamento similar ao identificado anteriormente, com a vazão e a potência útil da bomba aumentando consideravelmente, porém com uma variação mais sutil do rendimento da bomba.

Figura 22 – Curvas características da bomba de bobina espiral para uma velocidade de rotação média de 6,2 rpm.

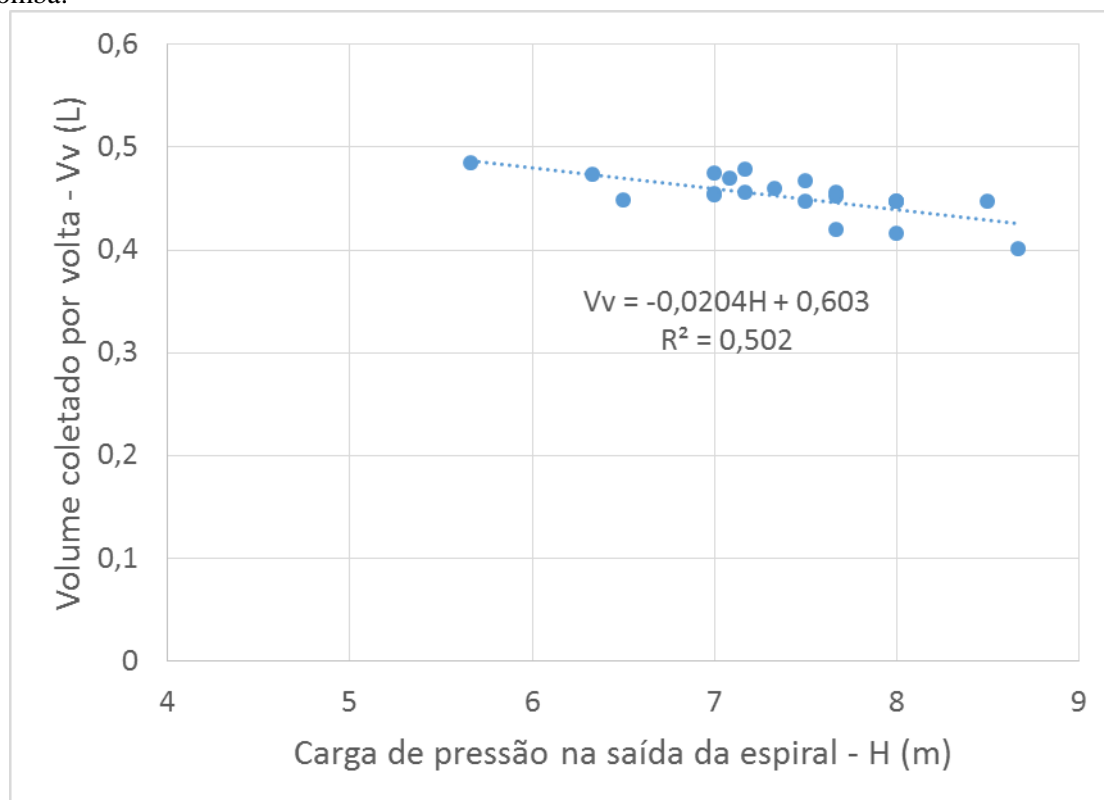


É importante observar que a vazão fornecida pela bomba de bobina espiral diminuiu com o aumento da altura geométrica. Esse comportamento ocorreu para todas as velocidades de rotação avaliadas, contrariando o comportamento teórico esperado para uma bomba de deslocamento positivo, já que a vazão recalçada independe da altura desenvolvida.

No entanto, segundo Henn (2006) a vazão real em máquinas de deslocamento positivo diminui um pouco com o aumento da pressão, devido à perda de fluido pelas folgas existentes entre as partes móveis e as fixas. No caso da bomba de bobina espiral, o único elemento que apresenta possibilidade de perda de água é a junta rotativa, sendo o vazamento de ar e água nesta a responsável pela diminuição do volume coletado por volta.

De fato, essa redução do volume coletado por volta pode ser constatada na Figura 23, em que se apresenta a variação do volume coletado por volta em função da carga de pressão na saída da bomba. Nota-se que o volume coletado por volta diminui na medida em que a pressão na saída da espiral aumenta, oscilando entre 0,48 e 0,40 L.

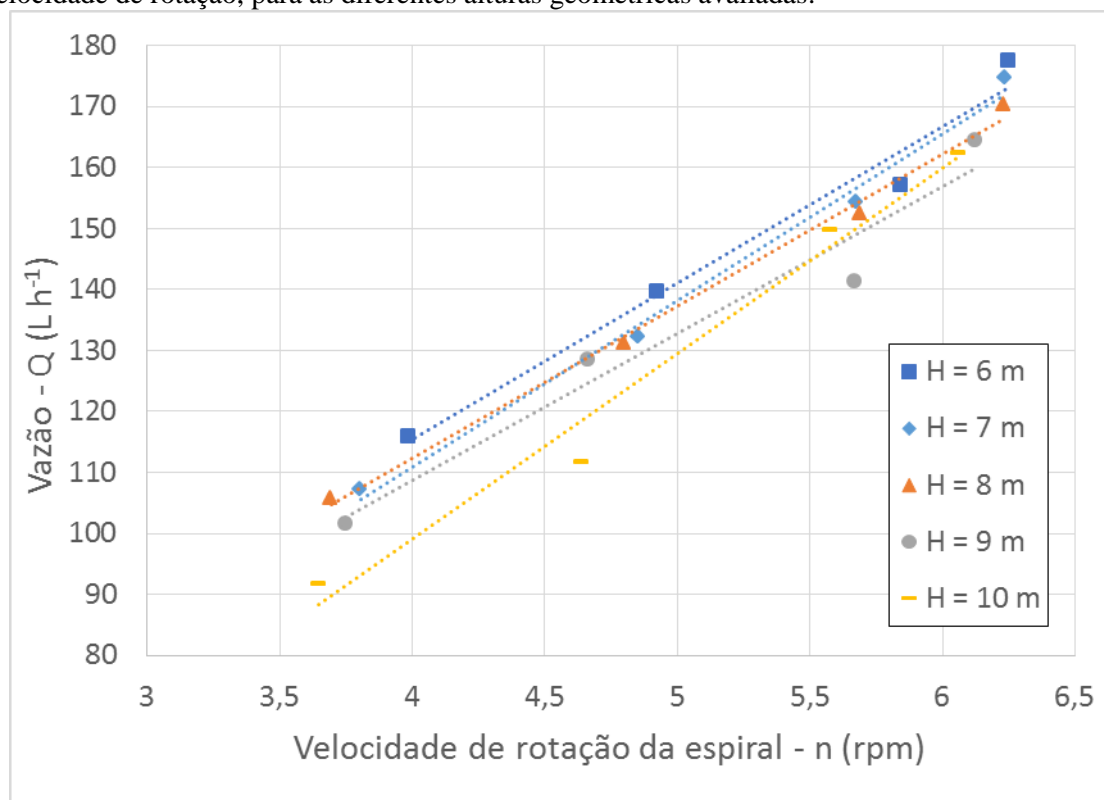
Figura 23 – Variação do volume coletado por volta em função da carga de pressão na saída da bomba.



Considerando que o diâmetro da primeira volta da espiral é de 1,06 m e o diâmetro interno da mangueira é de ½”, o volume interno da primeira volta de cada espiral é de aproximadamente 0,422 L e, para as duas espirais, corresponde a 0,844 L. Assim, verifica-se que o volume coletado por volta oscilou entre 47,5% e 57,4% do volume total disponível nas espirais, demonstrando que os volumes de ar e água coletados por volta se aproximam da metade do volume interno da espiral. Essa constatação está de acordo com a pressuposição de Tailer (1986), de que o volume das colunas de água é igual à metade do volume interno da primeira volta da espiral.

Na Figura 24, tem-se um gráfico comparativo que leva em consideração o comportamento da vazão em relação à velocidade de rotação da espiral, variando de acordo com a altura total de elevação.

Figura 24 – Variação da vazão fornecida pela bomba de bobina espiral em função da sua velocidade de rotação, para as diferentes alturas geométricas avaliadas.



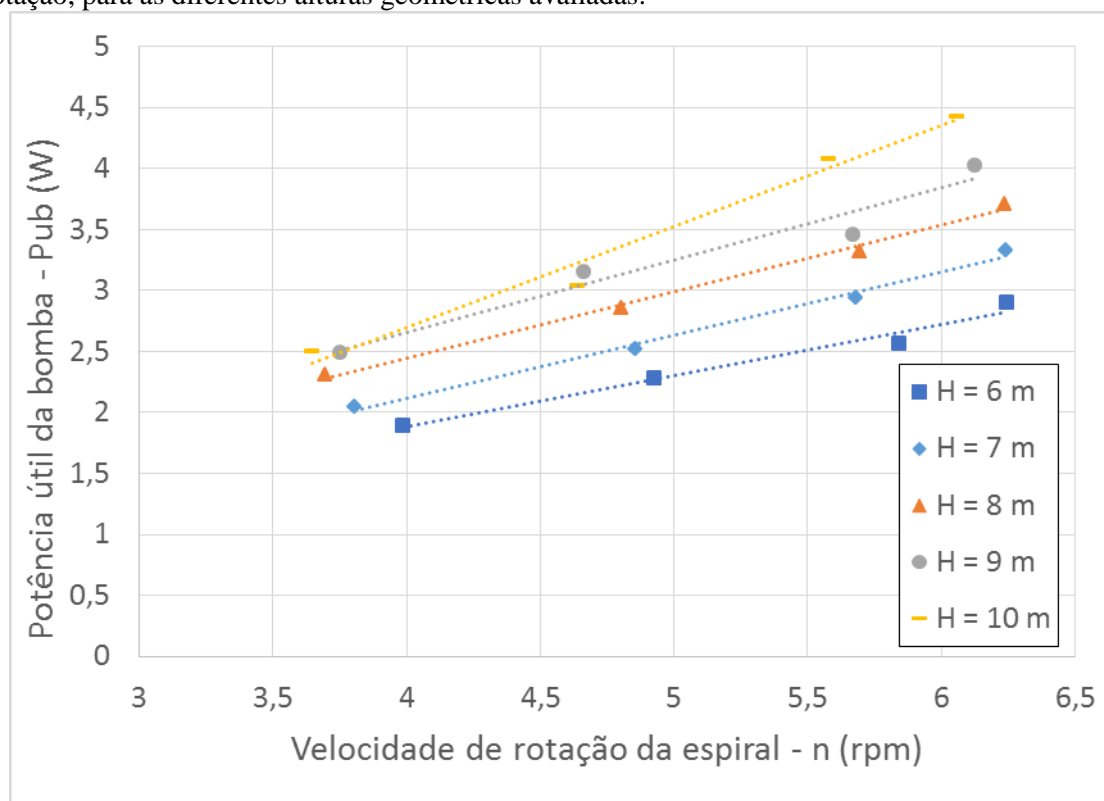
Conforme evidenciado em teoria, percebe-se que a vazão aumenta com o aumento da velocidade de rotação da espiral, pois para uma mesma altura geométrica, o tempo de coleta diminui consideravelmente e o volume coletado não se altera.

Como teorizado por Henn (2006), observa-se que as retas ajustadas aos dados tendem a convergir no sentido dos menores valores de rotação. Porém, pode-se verificar também que para a reta correspondente à altura geométrica de 10 m não há convergência com as retas ajustadas para as outras alturas, muito possivelmente pelo fato de nesta altura a carga de pressão na saída da bomba ser mais elevada e o vazamento na junta rotativa ser maior.

Guedes (2022) explica que a bomba de bobina espiral em questão foi projetada para elevar 3.040 L dia⁻¹ a uma altura de 9,6 m, operando com uma velocidade de rotação de 5 rpm. Conforme é possível observar na Figura 23, a bomba de bobina espiral foi capaz de elevar água a uma altura de 10 m com uma vazão de aproximadamente 3.120 L dia⁻¹ com velocidade de 5 rpm. Nessa mesma velocidade de rotação, a vazão chegou a cerca de 3.360 L dia⁻¹ na menor altura de elevação avaliada, de 6 m. Os valores reais se mostraram próximos dos valores teóricos para o parâmetro analisado.

Na Figura 25, tem-se um gráfico comparativo que leva em consideração o comportamento da potência útil da bomba em relação à velocidade de rotação da espiral, variando de acordo com a altura total de elevação.

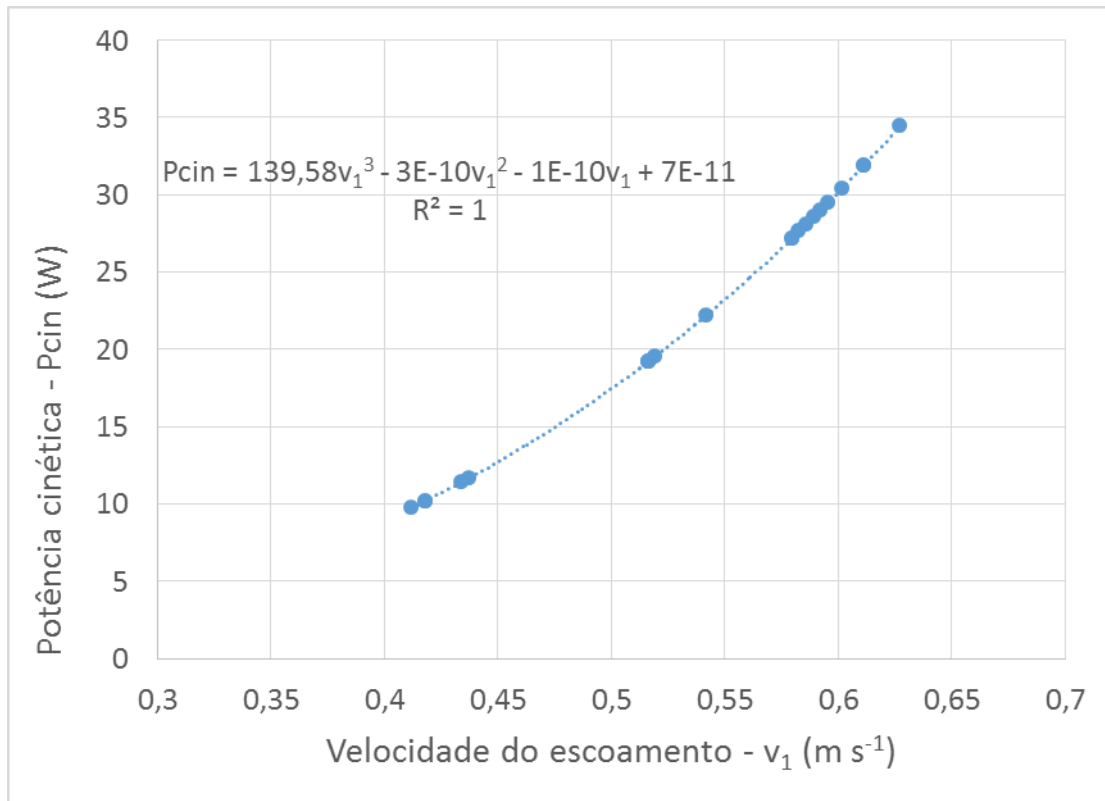
Figura 25 – Variação da potência útil da bomba de bobina espiral em função da sua velocidade de rotação, para as diferentes alturas geométricas avaliadas.



Para as alturas geométricas apresentadas a faixa de potência útil desenvolvida pela bomba variou de aproximadamente 1,9 W até cerca de 4,9 W. Como teorizado por Henn (2006), observa-se que as retas tendem a convergir no sentido dos menores valores de rotação. Assim como na figura anterior, não há convergência da altura geométrica de 10 m com as outras alturas, podendo isto estar relacionado com a diminuição da vazão evidenciada nas menores rotações, o que reduz a potência útil.

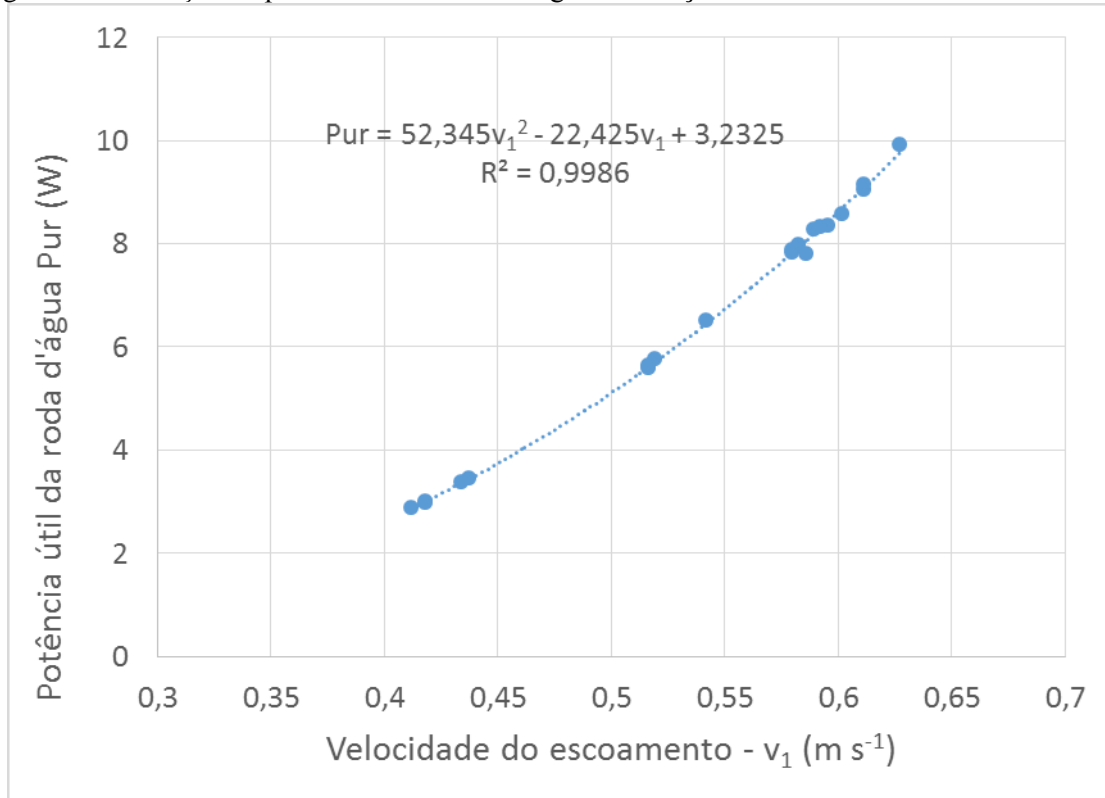
Na Figura 26, tem-se um gráfico comparativo que leva em consideração o comportamento da potência cinética em relação à velocidade da corrente.

Figura 26 – Variação da potência cinética da bomba de bobina espiral em função da velocidade da corrente.



A potência cinética aumenta em função da velocidade de corrente elevada ao cubo, por isso se tem que a curva é uma parábola com coeficiente de determinação igual a 1. A variação da potência útil da roda d'água em relação à velocidade da corrente é apresentada na Figura 27.

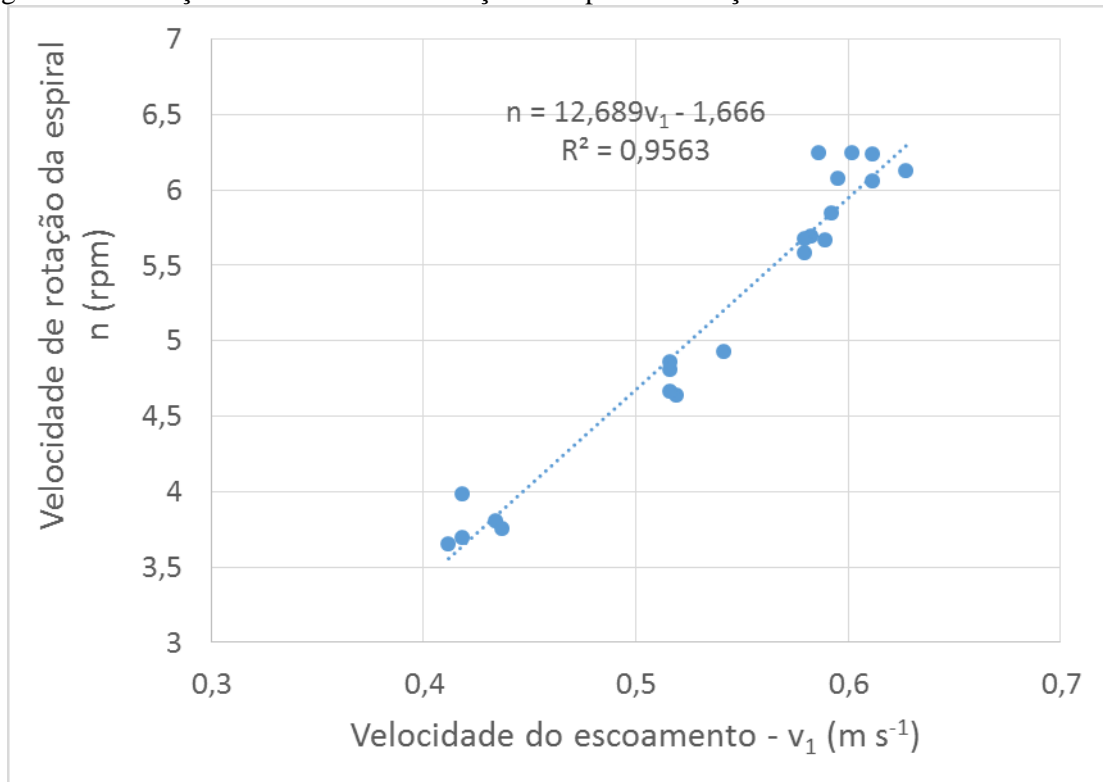
Figura 27 - Variação da potência útil da roda d'água em função da velocidade da corrente.



Conforme pode ser observado na Figura 26, a potência útil da roda d'água aumenta em função da diferença da velocidade de corrente e da velocidade da pá elevado ao quadrado, possuindo também um crescimento parabólico.

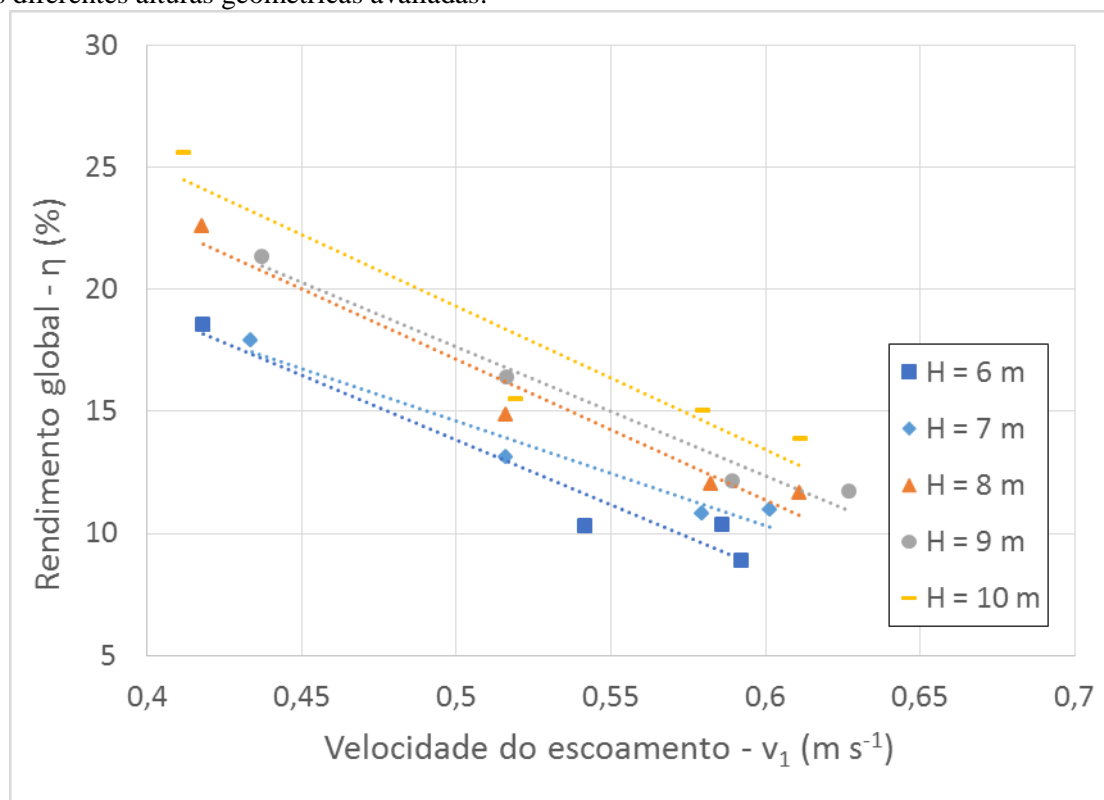
Na Figura 28, apresenta-se o comportamento da velocidade de rotação da espiral em relação à velocidade da corrente.

Figura 28 - Variação da velocidade de rotação da espiral em função da velocidade da corrente.



Observa-se, por meio da Figura 27, que a velocidade de rotação da espiral aumenta de forma linear com o aumento da velocidade da corrente. Como, conforme evidenciado na Figura 23, a vazão aumenta linearmente com a velocidade de rotação da espiral, a vazão não aumenta na mesma proporção que a potência cinética e a potência útil da roda d'água quando a velocidade da corrente aumenta. Assim, como a potência útil da bomba é diretamente proporcional à vazão, a potência útil da bomba não aumenta na mesma proporção que a potência cinética e que a potência útil da roda d'água. Por esse motivo, o rendimento global do sistema cai com o aumento da velocidade da corrente, conforme apresentado na Figura 29.

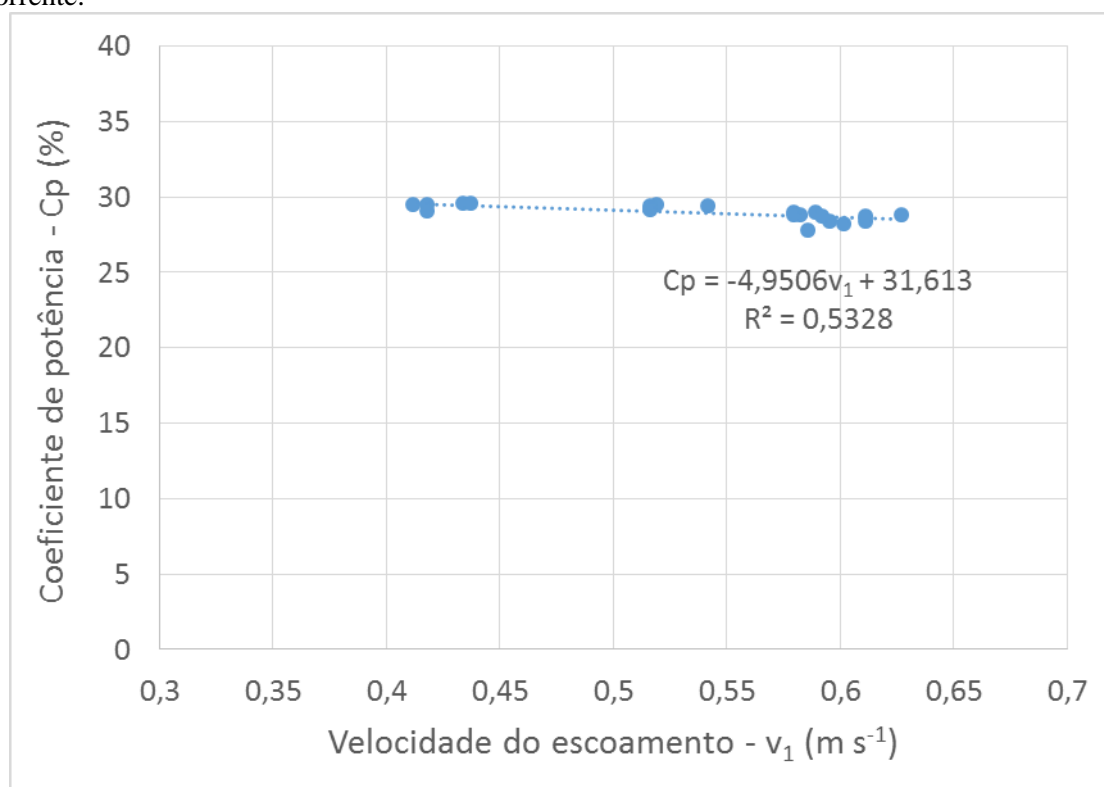
Figura 29 - Variação do rendimento global do sistema em função da velocidade da corrente, para as diferentes alturas geométricas avaliadas.



Com base na Figura 28, observa-se que apesar de o rendimento global do sistema cair com o aumento da velocidade de corrente, o rendimento global tende a ser maior quanto maior for a altura de elevação.

O coeficiente de potência da roda d'água, proposto por Quaranta (2018), foi, em média, de 28,95%, expressando a eficiência da roda d'água na conversão da energia cinética do escoamento em energia mecânica para o seu movimento. Como pode ser visualizado na Figura 30, o coeficiente de potência diminuiu com o aumento na velocidade da corrente, mas, ao contrário do rendimento global, essa redução foi pouco expressiva.

Figura 30 – Variação do coeficiente de potência da roda d'água em função da velocidade da corrente.



Pode-se verificar, por meio da Figura 29, que o coeficiente de potência da roda d'água se manteve aproximadamente constante com o aumento da velocidade da corrente, evidenciando que a eficiência da roda d'água depende pouco da velocidade da corrente, ao contrário do rendimento global.

Em relação à durabilidade do equipamento e à confiabilidade perante possíveis falhas de funcionamento, ressalta-se que o equipamento foi mantido em operação por pouco mais de um ano desde a sua instalação, não apresentando problemas consideráveis, demandando apenas a substituição da junta rotativa e o ajuste periódico da sua posição no curso d'água, de forma a regular a sua velocidade de rotação conforme as variações da velocidade da corrente.

Em relação à junta rotativa, o engate rápido inicialmente utilizado para cumprir essa função sofreu desgaste excessivo e perdeu a capacidade de vedação devido à rotação contínua e à dificuldade de alinhamento da tubulação de recalque com o eixo da roda d'água. O problema foi resolvido logo nas primeiras semanas de utilização da bomba, com a substituição do engate rápido por uma junta rotativa adaptada a partir de um aspersor fabricado em plástico, de custo reduzido, que não necessitou de substituição até o momento.

Em relação à faixa de aplicação, recomenda-se que a bomba de bobina espiral dimensionada por Guedes (2022) seja utilizada para alturas de elevação de até 10 m, a fim

de que seu funcionamento seja efetivo e satisfatório. Para alturas superiores, a elevação da pressão na tubulação de recalque prejudica a vedação da junta rotativa. Além disso, o torque exigido para o bombeamento pode exceder o torque disponível produzido pela corrente, reduzindo excessivamente a velocidade de rotação do rotor da roda d'água e, conseqüentemente, a vazão bombeada. Vale ressaltar que durante os experimentos alturas de elevação de até 11 m foram alcançadas nas velocidades de corrente maiores. No entanto, nesses casos, a velocidade de rotação e, conseqüentemente, a vazão, diminuíram bastante em função do torque requerido. Além disso, o funcionamento da bomba ficou comprometido porque a velocidade de rotação oscilou muito e o comportamento da bomba ficou imprevisível.

No quesito velocidade de corrente, constatou-se que para operar com a velocidade de rotação da espiral de 5 rpm definida em projeto, a velocidade da corrente deve ser ligeiramente superior a $0,5 \text{ m.s}^{-1}$. Observa-se, por meio da Figura 28, que para uma rotação de 5 rpm a velocidade da corrente corresponde a $0,525 \text{ m.s}^{-1}$, aproximadamente. Nessas condições, conforme explicado anteriormente, a vazão obtida é ligeiramente superior à vazão de projeto.

Ressalta-se que a bomba de bobina espiral apresentou capacidade de bombeamento mesmo operando com velocidades de corrente inferiores ao limite mínimo recomendado por Tailer (1986) para utilização de bombas de bobina espirais associadas a roda d'água, que é de $0,6 \text{ m.s}^{-1}$. Conforme a curva característica da vazão em função da altura geométrica para a velocidade de rotação da espiral de 3,8 rpm, apresentada na Figura 18, a bomba de bobina espiral avaliada pode fornecer vazões da ordem de 2.248 L.dia^{-1} a 2.765 L.dia^{-1} para alturas de elevação de 10 m e 6 m, respectivamente. Para que a roda d'água atinja essa rotação, a velocidade da corrente deve ser da ordem de $0,43 \text{ m.s}^{-1}$, conforme evidenciado na Figura 27.

Por outro lado, observou-se que, mesmo com a redução no rendimento global do sistema, a vazão tende a aumentar e possivelmente a altura de elevação atingida possa ser maior para velocidades de corrente superiores às avaliadas. Mesmo que haja perda de rendimento com o aumento da velocidade de corrente, a energia perdida é a própria energia do escoamento, então não há custos associados a essa perda de energia. Sendo assim, a bomba apresenta condições de ser utilizada para velocidades de corrente acima de $0,6 \text{ m.s}^{-1}$. Entretanto, novos testes devem ser realizados para elucidar o comportamento da bomba nessas condições.

6. CONCLUSÃO

As bombas de bobina espiral são equipamentos de baixo custo que podem ser facilmente implantadas em propriedades rurais, a fim de elevar água. O intuito deste trabalho foi de realizar experimentos para a comprovação da eficiência do equipamento e dos valores teóricos presentes na literatura, além de auxiliar o leitor na sua utilização.

O equipamento encontra-se instalado há pouco mais de um ano da publicação deste trabalho e até o presente momento não apresentou problemas consideráveis, demandando apenas a substituição do sistema utilizado como junta rotativa.

No que se refere à funcionalidade, foram registrados valores de altura de elevação e de vazão superiores aos valores de projeto. Também foi constatada a possibilidade de o equipamento ser utilizado para velocidades de corrente inferiores às recomendadas na literatura, ainda que nesses casos a vazão fornecida seja inferior à de projeto.

A bomba de bobina espiral avaliada é recomendada para recalcar água a alturas geométricas de até 10 m, operando em cursos d'água com velocidades de corrente entre 0,4 e 0,6 m.s⁻¹, atingindo vazões de 100 a 160 L.h⁻¹.

Para trabalhos futuros, recomenda-se a experimentação para velocidades de corrente superiores a 0,6 m.s⁻¹ e a análise do comportamento da altura de elevação nessas condições, a fim de verificar se podem ser atingidas maiores alturas geométricas. Ainda, sugere-se estudos para avaliar a perda de carga na tubulação de recalque, para o regime não-permanente estabelecido no sistema.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABATE, C. **Avaliação do desempenho de um carneiro hidráulico com tubulação de alimentação em aço galvanizado e em PVC.** 2000. Dissertação (Mestrado em agronomia, Área de concentração: Irrigação e drenagem) – Universidade de São Paulo, Piracicaba, 2000. Disponível em: <https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/11/11143/tde-20181127-161929/publico/AbateCaroline.pdf>. Acesso em: 07 abr. 2022.

AL-DABBAGH, M. A. Investigation the Performance of Stream Water Wheel Turbines using CFD Techniques. **The Eurasia Proceedings of Science, Technology, Engineering & Mathematics**, v. 2, 2018, pp. 354-360.

BACHAN, A. *et.al.* Numerical analysis of low-tech overshoot water wheel for off grid purpose. **Journal of Physics: Conference Series**, 2019. Disponível em: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1266/1/012001/pdf>.

BAZZA, M. Overview of the History of Water Resources and Irrigation Management in the Near East Region. **Water Sci. Technol Water Supply** 2007, 7, 201–209.

BELLIS, M. **The History of the Water Wheel.** ThoughtCo, 2020. Disponível em: <https://www.thoughtco.com/history-of-waterwheel-4077881>.

DEANE, J. H. B.; BEVAN, J. J. A hydrostatic model of the Wirtz pump. **Proceedings of the Royal Society A**, v. 474, n. 2211, 2018.

FRAENKEL, P. K. FAO irrigation and drainage paper 43: water lifting devices. **Roma: Food and Agriculture Organization of the United Nations**, 1986.

GRIBBIN, J. E. **Introdução a hidráulica, hidrologia e gestão de águas pluviais**, Editora Cengage Learning, 3ª Edição, São Paulo, 2009, p.1-2.

HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. **Fundamentos de física 1.** LTC, 8ª Edição. Rio de Janeiro, 2009.

HENN, É. A. L. **Máquinas de fluido.** Santa Maria: Editora da UFSM., 2006. 476 p.

MACINTYRE, A. J. **Máquinas motrizes hidráulicas.** Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983. 649 p.

MORTIMER, G. H.; ANNABLE, R. The coil pump: theory and practice. **Journal of Hydraulic Research**, v. 22, n. 1, 1984, pp. 9–22.

MÜLLER, G.; DENCHFIELD, S.; MARTH, R.; SHELMERDINE, B. Stream wheels for applications in shallow and deep water. In: IAHR WORLD CONGRESS, 32., 2007, Venice, Italy. **Proceedings... Venice, Italy: International Association for Hydro-Environment Engineering and Research**, 2007.

MÜLLER, G.; JENKINS, R.; BATTEN, W. M. J. Potential, performance limits and environmental effects of floating water mills. In: Dittrich, A.; Koll, K.; Aberle, J.;

Geisenhainer, P. (eds.). **Proceedings of the International Conference on Fluvial Hydraulics: River Flow 2010**. Braunschweig, Germany: Bundesanstalt für Wasserbau, 2010, pp. 707-712.

MÜLLER, G.; KAUPPERT, K. Performance characteristics of water wheels. **Journal of Hydraulic Research**, v. 42, n. 5, 2004, pp. 451–460.

MÜLLER, G.; WOLTER, C. The breastshot waterwheel: Design and model tests. **Engineering Sustainability**, v. 157, n. 4, 2004, pp. 203–211.

NGUYEN, M. H.; JEONG, H.; YANG, C. A study on flow fields and performance of water wheel turbine using experimental and numerical analyses. **Science China: Technological Sciences**, v. 61, n. 3, 2018, pp. 464–474.

NORIA CORPORATION. **The History of the Noria**. 2008. Disponível em: <https://www.machinerylubrication.com/Read/1294/noria-history>. Acesso em: 25 abr. 2022.

PERRONE, G. C. **Parafuso de Arquimedes**. UFRGS, 2019. Disponível em: <https://www.ufrgs.br/amlef/2019/12/01/parafuso-de-arquimedes/>.

PORTO, R.M. **Hidráulica básica**. EESC USP – Projeto Reenge, São Carlos/SP, 2006.

QUARANTA, E. Stream water wheels as renewable energy supply in flowing water: Theoretical considerations, performance assessment and design recommendations. **Energy for Sustainable Development**, v. 45, 2018, pp. 96-109.

QUARANTA, E., MÜLLER, G. SAGEBIEN and ZUPPINGER. Water wheels for very low head hydropower applications. **Journal of Hydraulic Research**, v. 56, n. 4, 2018, pp. 526-536.

QUARANTA, E.; REVELLI, R. CFD simulations to optimize the blade design of water wheels. **Drinking Water Engineering and Science**, v. 10, n. 1, 2017, pp. 27–32.

QUARANTA, E.; REVELLI, R. Output power and power losses estimation for an overshot water wheel. **Renewable Energy**, v. 35, n. 2, 2015a, pp. 387–396.

QUARANTA, E., REVELLI, R. Performance characteristics, power losses and mechanical power estimation for a breastshot water wheel. **Energy**, v. 87, 2015b, pp. 315-325.

QUARANTA, E.; FONTAN, S.; CAVAGNERO, P.; REVELLI, R. Efficiency of traditional water wheels. In: IAHR WORLD CONGRESS, 36., 2015, Hague, the Netherlands. **Proceedings... Hague, the Netherlands: International Association for Hydro-Environment Engineering and Research**, 2015.

QUIROGA, J.; TSCHIERSCH, K.; BOHÓRQUEZ, O. Coil pump design as an object of meaningful learning. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 1161, 012027, 2019.

SILVA, G. C. C. et al. **Bomba d'água acionada por uma roda d'água**. 2018. IFMG, Arcos. Disponível em: https://www.ifmg.edu.br/arcos/ensino-1/tai/20181_TAI3_Bombadgua.pdf. Acesso em: 07 abr. 2022.

TAILER, P. The spiral pump: a high lift, slow turning pump. **Lukertech**, Hanover. 1986. Disponível em: https://lurkertech.com.translate.google.com/translate?_x_tr_sl=en&_x_tr_tl=pt&_x_tr_hl=pt-BR&_x_tr_pto=op,sc. Acesso em: 18 abr. 2022.

TEVATAA, A.; INPRASIT, C. The Effect of Paddle Number and Immersed Radius Ratio on Water Wheel Performance. **Energy Procedia**, v. 9, 2011, pp. 359-365.

YANNOPOULOS, S.I.; LYBERATOS, G.; TEODOSSIOU, N.; LI, W.; VALIPOUR, M.; TAMBURRINO, A.; ANGELAKIS, A.N. **Evolution of Water Lifting Devices (Pumps) over the Centuries Worldwide**. 2015,7, 5031-5060.

ZHAO, M.; ZHENG, Y.; YANG, C.; ZHANG, Y.; TANG, Q. Performance Investigation of the Immersed Depth Effects on a Water Wheel Using Experimental and Numerical Analyses. **Water**, v. 12, n. 4, 2020.